

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия

« ____ » июнь 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект ТЭЦ 540 МВт
тема

Руководитель	_____	_____	_____
	подпись, дата	доцент, ктн	П.В.Шишмарев
		должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		_____
	подпись, дата		У.И.Тобонова
			инициалы, фамилия
Технический контроль		_____	_____
		подпись, дата	С.А.Михайленко
			инициалы, фамилия
Нормоконтролер		_____	_____
		подпись, дата	П.В.Шишмарев
			инициалы, фамилия

Красноярск 2016

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ТЭЦ 540МВт» содержит 76 страниц текстового документа, 17 использованных источников, 4 листа графического материала.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ТУРБИНА, ПАРАМЕТРЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПТС, ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ, ГРАДИРНЯ, ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА.

Объектом выпускной квалификационной работы ТЭЦ 540 МВт, с тремя турбинами Т-180-130-1, и с тремя котлами ТГМЕ-206.

Цель работы – спроектировать ТЭЦ, привести экономическое обоснование выбора оборудования, рассчитать технико-экономические показатели и выбрать соответствующее оборудование.

Актуальность данного проекта:

- 1) «ТГК -11» на станциях морально и физически устаревшее оборудование, индивидуальные ресурсы большинства оборудования истекли, частые выходы на ремонт.
- 2) Формирование стабильных и благоприятных условий энерго и тепло обеспеченности города Омска.
- 3) Спрос на электроэнергию растет связи с реализацией энергоемких инновационных проектов

В процессе работы проводились расчеты экономической части, принципиальной тепловой схемы, расчет технико-экономических показателей станции, выбор вспомогательного оборудования, расчет вредных выбросов в окружающую среду.

Проектирование проводилось расчетным путем как вручную, так и с использованием ЭВМ.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 Оценка эффективности строительства ТЭЦ	6
1.1 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции макроэкономики.....	6
1.2 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции микроэкономики	8
1.3 Расчёт показателей экономической эффективности строительства станции	12
1.4 Оценка инвестиционного риска методом анализа чувствительности	14
2 Расчетная часть	16
2.1 Описание принципиальной тепловой схемы	16
2.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды	19
2.3 Построение процесса расширения на i-s диаграмме.....	23
2.3 Определение параметров по элементам схемы.	25
2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину	27
2.5 Баланс пара и конденсата.....	27
2.6 Расчет расширителей непрерывной продувки.....	29
2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД	32
2.8 Расчет деаэратора.....	34
2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД.....	35
2.10 Расчёт технико-экономических показателей работы станции	39
2.11 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТ	43
2.11.1 Выбор питательных насосов	43
2.11.2 Выбор конденсатных насосов.....	44
2.11.3 Выбор циркуляционных насосов.....	45
2.11.4 Выбор сетевых насосов	46
2.12 Регенеративные подогреватели	46
2.12.1 Выбор подогревателей высокого давления	46
2.12.2 Выбор подогревателей низкого давления	47
2.12.3 Выбор деаэратора.....	48
2.12.4 Выбор конденсатора	49
2.12.5 Выбор сетевых подогревателей	49

3	Экологическая часть	50
3.1	Расчет выбросов бенз(а)пирена для газомазутных котлов.	50
3.2	Расчет концентрации оксидов азота при сжигании газа и мазута.	52
3.3	Определение размеров дымовой трубы	55
4	Общая часть	56
4.1	Разработка генерального плана	56
4.2	Компоновка главного корпуса	56
4.3	Проектирование топливного хозяйства	57
4.4	Разработка схемы топливоподачи	58
4.5	Определение расчетного расхода топлива	59
4.6	Выбор дутьевых вентиляторов	59
4.7	Выбор дымососа	62
5	Индивидуальное задание	64
5.1	Разработка схемы водоснабжения	64
5.2	Расчет градирни	66
5.3	Тепловой расчет градирни	69
5.4	Аэродинамический расчет	73
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	77
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	78

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика – сектор экономики, охватывающий сложную совокупность процессов преобразования и передачи энергии от источников природных энергетических ресурсов до приемников энергии включительно, и представляет собой сложный развивающийся объект, исследование которого возможно только на основе системного подхода.

Энергетика сегодня занимает в жизни общества такое место, что невозможно оценить отказ от ее благ. Вместе с тем и очень высокая цена энергии: ее производство и транспорт. Цена эта формируется не только в сфере экономики, но и в области экологии, в области безопасности жизнедеятельности человека в настоящем и в будущем.

При современном развитии техники и народного хозяйства энергетика имеет огромное значение. Это определяется не только тем, что без электрической энергии не возможна работа современной промышленности, сельского хозяйства, транспорта, жизнь городов, но и тем, что она позволяет совершенствовать производство и технологические процессы, и повышать производительность труда.

Тенденции и темпы развития энергетики сейчас в значительной степени определяются уровнем надежности и безопасности электростанций.

Тепловые электрические станции – объекты энергосистемы, характеризующиеся значительными капитальными затратами, долгим сроком строительства и длительным периодом эксплуатации. Поэтому обеспечение надежности и экономичности работы ТЭС, а также высокого уровня производительности и безопасности труда – важные задачи, стоящие перед проектировщиками. При этом первостепенное значение приобретают вопросы технико-экономического обоснования строительства и выбора оборудования новых электрических станций, оптимизация их параметров и тепловых схем, анализа влияния проектных решений, конструктивных и режимных факторов на технико – экономическую эффективность и экономичность ТЭС.

Цель данного проекта – рассмотреть основные направления проектирования станций, некоторые особенности расчета ТЭС, выбор основного и вспомогательного оборудования и показатели энергетической эффективности ТЭС.

В выпускной квалифицированной работе рассмотрена разработка проекта строительства ТЭЦ 540 МВт.

1 Оценка эффективности строительства ТЭЦ

1.1 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции макроэкономики

Техническое решение по составу основного оборудования может приниматься в результате экономической оценки, исходя с позиции макроэкономики, обеспечивающей взаимоувязку отраслевых интересов топливно-энергетического комплекса и народного хозяйства в целом. Данный подход реализуется посредством применения показателя приведенных затрат, который рассчитывается по каждому из конкурсных вариантов в соответствии с методическими рекомендациями, разработанными в КГТУ. Расчет выполняется с помощью табличного процессора Excel.

Все проектируемые мероприятия финансируются из одного источника.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального народнохозяйственного эффекта в результате экономии приведенных затрат по рекомендуемому варианту состава основного оборудования ($Z_{\text{ТЭЦ,с}}^p$) по сравнению с сопоставляемым вариантом ($Z_{\text{ТЭЦ,с}}^c$).

Для определения оптимального состава основного оборудования в качестве конкурсных вариантов принимаем три турбины Т-180-130, (вариант 1) и пять турбин Т-110-130 (вариант2).

Рассчитаем экономический эффект на макроуровне. Исходные данные представлены в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Исходных данных к расчету

Наименование показателя	Значение показателя
Место проектирования ТЭЦ	Западная Сибирь
Вид топлива	Природный газ
Тепловые нагрузки потребителей, Гкал/час: а) в паре б) в горячей воде	1186,58
Годовой коэффициент теплофикации по пару	
Годовой коэффициент теплофикации по гор. воде	0,85
Число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год: а) в паре б) в горячей воде	3100
Электрическая нагрузка потребителей, МВт	540
Число часов использования максимума электрической нагрузки, час/год	5500
Число часов использования номинальной установленной мощности ТЭЦ, час/год	5500

Продолжение таблицы 1.1

Наименование	Значения
Производительность энергетического котла, т/час	670
Коэффициент полезного действия котла, %	93
Число часов работы турбин, час/год	7200
Замыкающие затраты на топливо, руб/т.у.т	3062,6
Замыкающие затраты на э/энергию, руб/кВт×ч	1,85
Коэффициент удорожания капитальных вложений	118
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб./год	256634,6
Районный коэффициент	1,13
Отчисление в социальные фонды (в % к ФОТ), %	30,4

Таблица 1.2 – Приведенные затраты на ТЭЦ

№ вари- анта	Связь по электроэнергии, млн.кВт×ч		Затраты на перетоки электроэнергии, млн.руб.	Приведенные затраты по ТЭЦ, млн.руб.
	Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ	Передача в систему и из системы		
1	3038	-68	-124,88	7555,29
2	2853	117	216 ,68	7652,83

Экономический эффект на макроуровне определяем по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{макр}} = 3^c - 3^p, \quad (1.1)$$

где 3^p – приведенные затраты по первому варианту (млн.руб.);
 3^c – приведенные затраты по второму варианту (млн.руб.).

$$\mathcal{E}_{\text{макр}} = 7652,8 - 7555,29 = 97,51.$$

Определим расхождение между вторым и первым вариантами:

$$\frac{3^c - 3^p}{3^c} \cdot 100\% = \frac{7652,8 - 7555,29}{7652,8} \cdot 100\% = 1,27.$$

следовательно, предпочтительным является первый рекомендуемый вариант.

1.2 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции микроэкономики

Данный подход основывается на учете экономических интересов предприятий и учитывает изменение его основных хозрасчетных показателей.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта по предприятию в результате снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии по рекомендуемому варианту. Проектная себестоимость рассчитывается по каждому варианту.

Таблица 1.3 – Исходные данные к расчету себестоимости

Показатели состава оборудования	Условные обозначения	Рекомендуемый 3×Т-180-130	Сопоставляемый 5×Т-110-130
Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ, млн. кВт/ч	$\mathcal{E}_{\text{отп}}$	3037,5	2852,88
Годовое производство тепла на ТЭЦ, тыс.Гкал	$Q_{\text{год}}$	5696	5696
Годовой расход топлива по ТЭЦ, тыс. т.у.т.	$B_{\text{тэц}}$	1474,18	1451,33
Расход топлива на производство э/э, тыс. т.у.т.	$B_{\text{э}}$	577,28	554,95
На производство т/э	$B_{\text{т}}$	896,9	896,38
Эксплуатационные расходы, млн.руб.	U	6155,62	6041,53
Затраты на топливо, млн.руб	$U_{\text{т}}$	4438,28	4429,53
Расход на амортизацию, млн.руб.	$U_{\text{ам}}$	940,14	860,01
Затраты на оплату труда, млн.руб.	$U_{\text{з/п}}$	192,86	207,99
Затраты на текущий ремонт, млн.руб.	$U_{\text{тр}}$	188,03	172
Прочие затраты, млн.руб.	$U_{\text{пр}}$	396,31	372

Таблица 1.4 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии (рекомендуемый вариант)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U _т	U _{ам}	U _{тр}	U _{з/п}	U _{пр}		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	4438,2	470,07	94,01	67,5		5069,87	1942,91	3126,96
ТЦ и ЭЦ		423,06	84,61	67,5		575,18	575,18	
Общестанционные расходы		47,01	9,4	57,86	307,79	510,57	227,75	282,82
Всего по ТЭЦ	4438,2	940,14	188,03	192,86	307,79	6155,62	2745,84	3409,78
Себестоимость единицы электроэнергии, коп./кВт·ч			0,9					
Единицы теплоэнергии, руб./Гкал			598,67					

а) Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн.руб.:

$$З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} = З_{\text{тц}} \cdot \frac{В_{\text{э/э}}}{В_{\text{тэс}}}, \quad (1.2)$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} = 5069,87 \cdot \frac{577,28}{1454,18} = 1942,91.$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = З_{\text{тц}} - З_{\text{тц}}^{\text{э/э}}, \quad (1.3)$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = 5069,87 - 1942,91 = 3126,96.$$

б) Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн.руб.:

$$З_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = З_{\text{общ}} \cdot \frac{З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} + З_{\text{тц}}^{\text{э/э}}}{З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} + З_{\text{тц}}^{\text{т/э}}}, \quad (1.4)$$

$$З_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 6155,62 \cdot \frac{1942,91 + 575,18}{5069,87 + 575,18} = 2745,84.$$

$$З_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = З_{\text{общ}} - З_{\text{общ}}^{\text{э/э}}, \quad (1.5)$$

$$З_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 6115,62 - 2745,84 = 3409,78.$$

в) Расчет себестоимости единицы энергии с учетом результата по пункту 5 и отпуска энергии из таблицы исходных данных (таблица 1.1).

$$\frac{З_{\text{общ}}^{\text{э/э}}}{Э_{\text{от}}} = \frac{2745,84}{3037,5} = 0,9.$$

$$\frac{З_{\text{общ}}^{\text{т/э}}}{Q_{\text{п.год}} + Q_{\text{гв.год}}} = \frac{3409,78}{5696} = 0,59867.$$

Таблица 1.5 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии (сопоставляемый вариант)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн.руб.	В том числе, млн.руб.	
	U _т	U _{ам}	U _{рем}	U _{з/п}	U _{пр}		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	4429,53	430,01	72,80	86,00		5018,33	1918,88	3099,45
ТЦ и ЭЦ		387,01	72,80	77,40		537,20	537,20	
Общестанционные расходы		43,00	62,40	8,60	372,00	486,00	214,86	271,14
Всего по ТЭЦ	4429,5	860,01	207,99	172,00	372,00	6041,53	2670,95	3370,59
Себестоимость единицы электроэнергии, коп./кВт·ч			0,94					
Единицы теплоэнергии, руб./Гкал			591,79					

а) Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн.руб.:

$$З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} = З_{\text{тц}} \cdot \frac{В_{\text{э/э}}}{В_{\text{гэс}}}, \quad (1.6)$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} = 5018,33 \cdot \frac{554,95}{1451,33} = 1918,88.$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = З_{\text{тц}} - З_{\text{тц}}^{\text{э/э}}, \quad (1.7)$$

$$З_{тц}^{т/э} = 5018,33 - 1918,88 = 3099,4.$$

б) Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн.руб.:

$$З_{общ}^{э/э} = З_{общ} \cdot \frac{З_{тц}^{э/э} + З_{тц}^{э/э}}{З_{тц} + З_{тц}}, \quad (1.8)$$

$$З_{общ}^{э/э} = 6041,53 \cdot \frac{1918,88 + 537,2}{5069,87 + 537,2} = 2670,95.$$

$$З_{общ}^{т/э} = З_{общ} - З_{общ}^{э/э}, \quad (1.9)$$

$$З_{общ}^{т/э} = 6041,53 - 2670,95 = 3370,59.$$

в) Расчет себестоимости единицы энергии с учетом результата по пункту и отпуска энергии из таблицы исходных данных (таблица 1).

$$\frac{З_{общ}^{э/э}}{Э_{от}} = \frac{2670,95}{2852,88} = 0,94.$$

$$\frac{З_{общ}^{т/э}}{Q_{п.год} + Q_{гв.год}} = \frac{3370,59}{5696} = 0,59179.$$

Как показывают расчеты, в качестве основного оборудования выбираем рекомендуемый вариант с тремя турбинами Т-180-130-1

Экономический эффект на микроуровне.

$$Э_{хоз} = \left(\frac{с}{с_{э/э}^{соп}} - \frac{с}{с_{э/э}^{рек}} \right) \cdot Э_{отп} + \left(\frac{с}{с_{т/э}^{соп}} - \frac{с}{с_{т/э}^{рек}} \right) \cdot Q_{год} \quad (1.10)$$

$$Э_{хоз} = (0,94 - 0,9) \cdot 2852,88 + (0,59179 - 0,59867) \cdot 5696 = 74,9272.$$

1.3 Расчёт показателей экономической эффективности строительства станции

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$\text{ЧДД} = \left(\left[(T_{\text{э/э}} - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}} + U_{\text{а}} + (T_{\text{т/э}} - U_{\text{отп}}^{\text{т}}) \cdot Q_{\text{отп}} \right] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} \right) - K, \quad (1.12)$$

где K – стоимость строительства станции, млн. руб. ;

$U_{\text{отп}}^{\text{т}}$ – себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал;

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч. ;

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

$Q_{\text{отп}}$ – годовой отпуск тепловой энергии, МВт;

n – текущий год;

$T_{\text{т/э}}$ – тариф на отпущенный Гкал тепловой энергии руб/Гкал. В расчетах принят равным 0,9

T – тариф на отпущенный кВт ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч. В расчетах принят равным 598,67.

Таблица 1.6 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – капитального вложения (К)	-12704,59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2) Денежный поток по основной деятельности:	-	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81
- амортизационные отчисления	-	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14	940,14
- доход в форме прибыли по отпущенной электроэнергии	-	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34	1098,34
- доход в форме прибыли по отпущенной теплоэнергии	-	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34	2557,34
3) Чистый денежный Поток	-12704,59	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81	4595,81
4) Коэффициент дисконтирования	1	0,909090	0,826446	0,751314	0,683013	0,620921	0,564473	0,513158	0,466507	0,424097	0,385543
5) Чистый дисконтированный доход	-12704,59	4178,01	3798,19	3452,90	3139,00	2853,64	2594,21	2358,38	2143,98	1949,07	1771,88
6) ЧДД нарастающим итогом	-12704,59	-8526,58	-4728,39	-1275,49	1863,51	4717,15	7311,36	9669,74	11813,72	13762,79	15534,67

Срок окупаемости станции с тремя блоками Т-180-130 осуществляется на четвертый год эксплуатации станции.

1.4 Оценка инвестиционного риска методом анализа чувствительности

Результирующим показателем в расчетах является ЧДД. В этом пункте оценивается влияние на данный показатель изменения четырех параметров в диапазоне $\pm 30\%$:

- 1) цены топлива;
- 2) тарифа на отпущенный МВт*ч;
- 3) капитальных вложений;
- 4) ставки дисконта.

В таблице 1.7 представлен расчет измененного исходного показателя и соответствующего ему значения ЧДД в натуральном выражении, в таблице 1.8 – в относительных единицах. График чувствительности показателя ЧДД изображен в рисунок 1.1

Таблица 1.7 – Анализ чувствительности

Показатели	Значение показателя ЧДД, млн.руб						
	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
Цена топлива, руб./т.у.т.	2118,62	2421,28	2723,94	3026,6	3329,26	3631,92	3934,58
Тариф на электро-энергию руб./кВт ч.	0,75315	0,86074	0,96833	1,09834	1,18352	1,29111	1,3987
Тариф на теплоэнергию руб/Гкал	1,79308	2,04923	2,30539	2557,34	2,8177	3,07385	3,33001
Капитальные вложения, млн. руб.	8877,85	10148,11	11414,38	12704,59	13950,9	15219,17	16487,8
Норма дисконта, %	7	8	9	10	11	12	13
ЧДД ^Ц , млн.руб	10474,69	12162,68	13849,2	15534,67	17219,26	18903,2	20586,53
ЧДД ^{Т(Э/Э)} , млн.руб	13510,04	14184,92	14859,79	15534,67	16209,55	16884,43	17559,31
ЧДД ^{Т(Т/Э)} , млн.руб	10820,56	12391,93	13963,3	15534,67	17106,05	18677,42	20248,79
ЧДД ^К , млн.руб	19346,05	18075,59	16805,13	15534,67	14264,22	12993,76	11723,3

Продолжение таблицы 1.7

Показатели	Значения показателя ЧДД, млн.руб						
	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
ЧДД ^Д , млн.руб	19574,46	18133,67	16789,75	15534,67	14361,2	13262,76	12233,4

Таблица 1.8 – Анализ чувствительности

Показатели	Изменение показателя ЧДД, %						
	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30
ЧДД ^Ц , %	-32,57	-21,71	-10,84	0,00	10,84	21,68	32,52
ЧДД ^{Т(Э/Э)} , %	-13,03	-8,69	-4,34	0,00	4,34	8,69	13,03
ЧДД ^{Т(Т/Э)} , %	-30,35	-20,23	-10,12	0,00	10,12	20,23	30,35
ЧДД ^К , %	24,53	16,36	8,18	0,00	-8,18	-16,36	-24,53
ЧДД ^Д , %	26,00	16,73	8,08	0,00	-7,55	-14,62	-21,25

Анализируя графики, представленные на рисунке 1.1, выяснили последовательность влияния параметров на изменение показателя ЧДД. И установили следующую последовательность:

- 1) Изменение тарифа на электроэнергию;
- 2) Изменение величины капитальных вложений;
- 3) Изменение тарифа на теплоэнергию;
- 4) Изменение нормы дисконта;
- 5) Изменение цены на топливо.

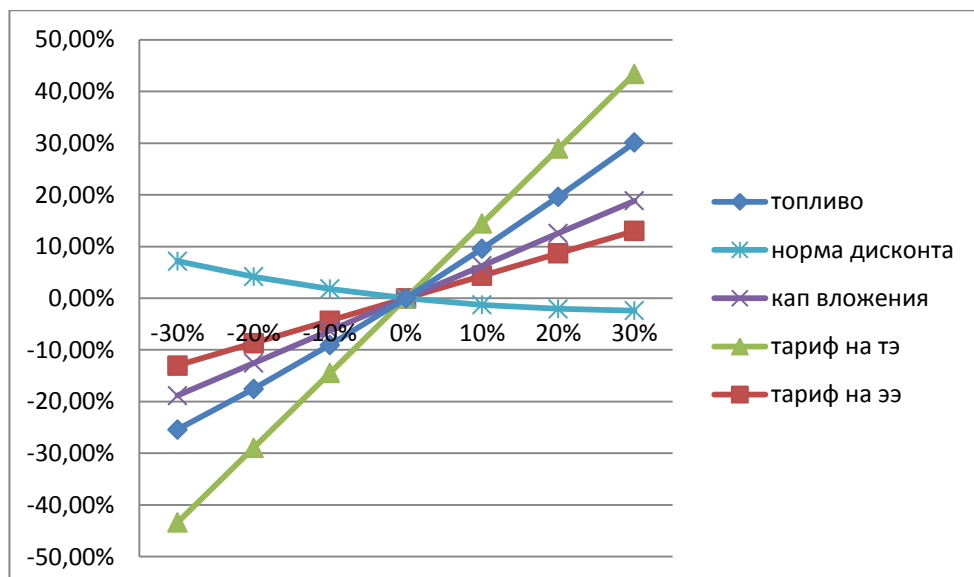


Рисунок 1.1 – Анализ чувствительности ЧДД

2 Расчетная часть

2.1 Описание принципиальной тепловой схемы

Для покрытия данной нагрузки выбираем теплофикационную паровую турбину Т-180-130-1.

Принципиальная тепловая схема с турбиной Т-180-130-1 [5], представлена на рисунке 2.1. Турбина имеет два отопительных отбора пара – верхний и нижний, предназначенный для ступенчатого подогрева сетевой воды.

Регенеративная установка предназначена для подогрева питательной воды паром, отбираемым из нерегулируемых отборов турбины, и состоит из четырех ПНД, деаэратора, трех ПВД. Установкой предусмотрено также использование тепла пара основных эжекторов и пара, отсасываемого из лабиринтовых уплотнений. ПНД №4, 5, 6, 7 поверхностные, вертикальные, питаются паром из отопительных отборов. Конденсат греющего пара из ПНД № 4 сливается в ПНД №5, ПНД №6 также сливается в ПНД №7 и из ПНД №7 каскадно сливается в линию основного конденсата.

ПВД № 1, 2, 3 – вертикальные, поверхностного типа, предназначены для последовательного подогрева питательной воды после деаэратора. Конденсат греющего пара из ПВД № 1 и 2 сливается каскадно в ПВД № 3, а оттуда в деаэратор.

Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель (ПУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному обогреву основного конденсата.

Восполнение потерь конденсата химочищенной водой осуществляется в конденсатор турбины.

Таблица 2.1 – Номинальные параметры турбины

Наименование параметров	Величина
Мощность, МВт	180
Начальные параметры пара: Давление, бар Температура, °С	128 540
Параметры пара после промежуточного перегрева пара: давление, МПа температура, °С	2,49 540
Число отборов пара на регенерацию	7
Давление отопительного отбора, МПа	0,059-0,196/0,049-0,142
Давление пара в конденсаторе, МПа	0,00865

Таблица 2.2 – Характеристика отборов турбины

Характеристика отборов		
Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора	
	Давление, МПа	Температура, °С
ПВД №1	4,12	386
ПВД №2	2,72	333
ПВД №3	1,26	447
Деаэратор	1,26	447
ПНД №4	0,658	360
ПНД №5	0,259	249
ПНД №6	0,098	152
ПНД №7	0,049	98

В расчете приняты следующие КПД по отсекам турбины [5]:

$$\eta_{oi}^{ПВД} = 84,5\% ;$$

$$\eta_{oi}^{ПВД} = 88,2\% ;$$

$$\eta_{oi}^{ПНД} = 87,6\% .$$

КПД дросселирования по отсекам:

$$\eta_{др}^{ПВД} = 94,6\% ;$$

$$\eta_{др}^{ПВД} = 95\% ;$$

$$\eta_{др}^{ПНД} = 97\% ;$$

Электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,98$;

Потери давления пара в промперегреве $\Delta P_{пп} = 9,5\%$

Расход продувочной воды $\alpha_{прод} = 1,5\%$

Расход пара на собственные нужды машинного зала $\alpha_{сн}^{мз} = 0,3\%$

Расход пара на собственные нужды котельного цеха $\alpha_{сн}^{кц} = 0,3\%$

Внутростанционные потери конденсата $\alpha_{ут} = 1,5\%$

Температура химически очищенной воды $t_{хов} = 30^\circ\text{C}$

КПД подогревателя поверхностного типа $\eta_{то} = 0,98$

Нагрев в сальниковом и эжекторном подогревателях $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп} = 10^\circ\text{C}$

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД $\vartheta_{пвд} = 2^\circ\text{C}$

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД $\vartheta_{пнд} = 4^\circ\text{C}$

Температурный график сети в г.Омске принимаем $150/70^\circ\text{C}$

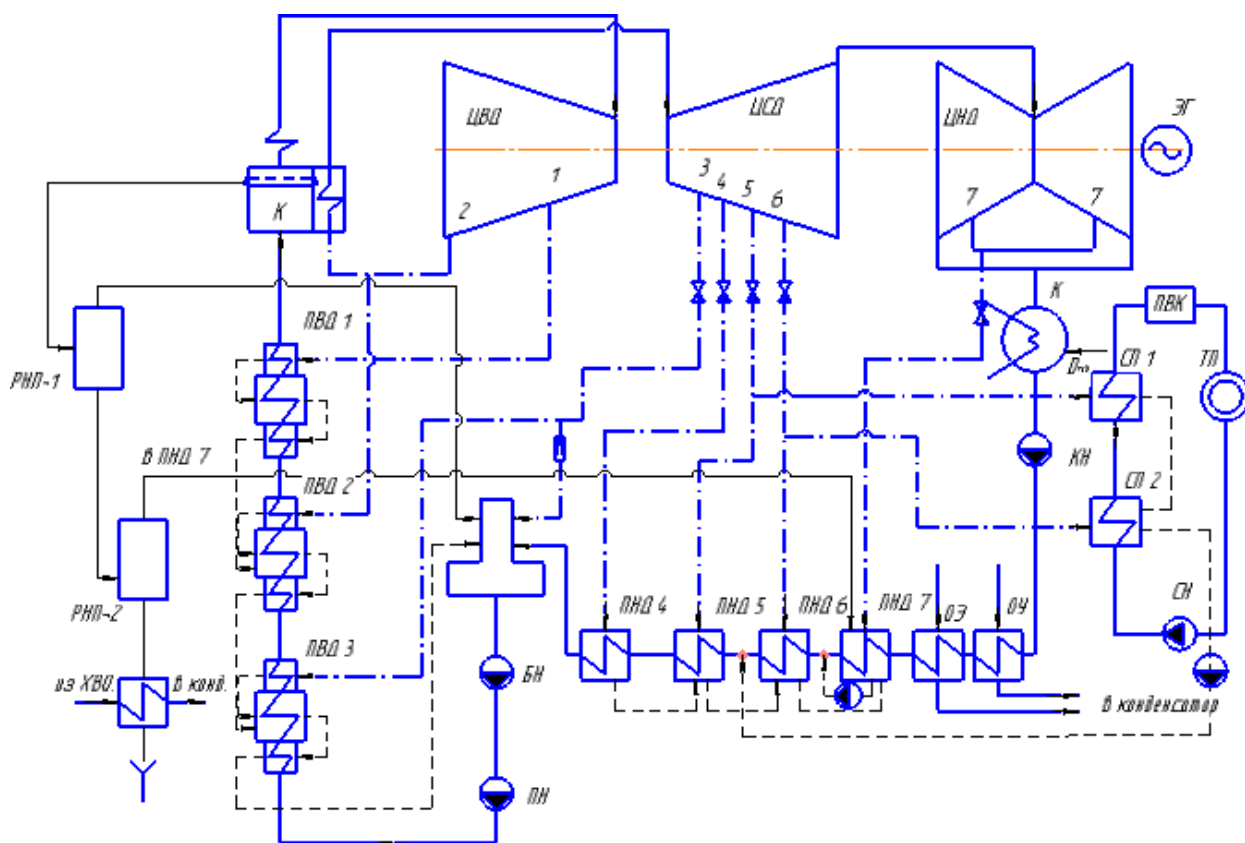
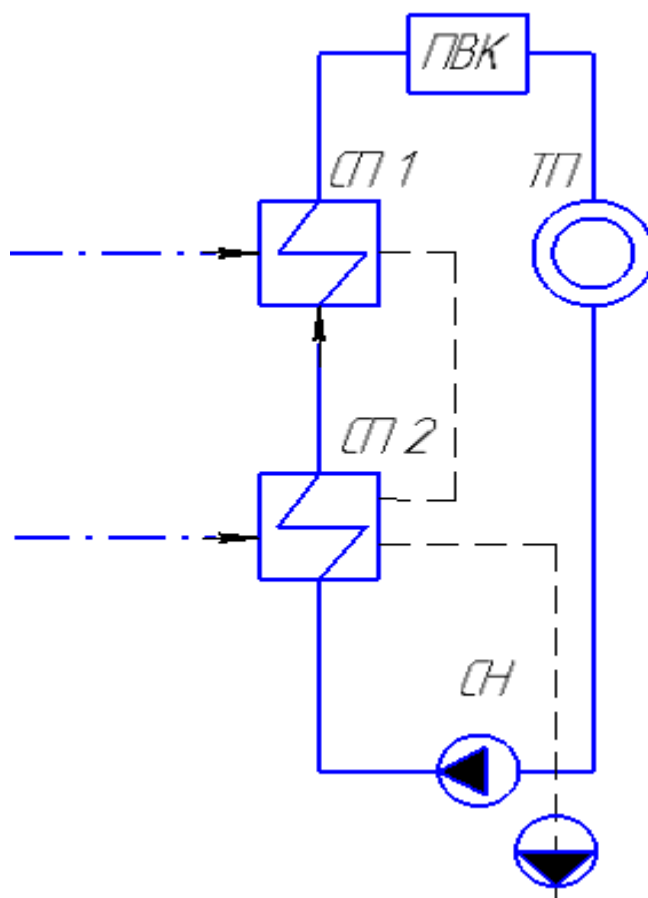


Рисунок 2.1 - Принципиальная тепловая схема турбины Т-180-130-1

2.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогревателей сетевой воды представлена на рисунке

2.2



ПВК – пиковый водогрейный котел; ТП – тепловой потребитель;
СН – сетевой насос; СП – сетевой подогреватель.

Рисунок 2.2 - Схема подогрева сетевой воды.

Максимальная тепловая нагрузка на одну турбину, МВт:

$$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{max}}}{3}, \quad (2.1)$$

$$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = \frac{1380}{3} = 460.$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{турб}}}{c \cdot (t_{\text{сп}} - t_{\text{ос}})}, \quad (2.2)$$

где t_{nc} - температура прямой сетевой воды;
 t_{oc} - температура обратной сетевой воды;
 C_B - теплоемкость воды.

$$G_{cb} = \frac{460 \cdot 10^3}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 1373,6264.$$

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла составляет, МВт:

$$Q_{пвк} = Q_{от}^{баз} - Q_{от}^{турб}, \quad (2.3)$$

$$Q_{пвк} = 460 - 200 = 260.$$

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha_{тэс} = \frac{Q_{от}^{турб}}{Q_{от}^{баз}}, \quad (2.4)$$

$$\alpha_{тэс} = \frac{200}{460} = 0,4348.$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{bc} = t_{oc} + \frac{Q_{от}^{баз}}{G_{cb} \cdot C_B}, \quad (2.5)$$

$$t_{bc} = 70 + \frac{460000}{1373,6264 \cdot 4,186} = 104,782.$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе 5°С, температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя составляет, 5 °С:

$$t_{bc}^H = t_{bc} + 5, \quad (2.6)$$

$$t_{bc}^H = 104,7826 + 5 = 109,7826.$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{вс}}^{\text{H}}} = 459,55$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = 0,14225$$

Давление пара в пятом отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5 %, МПа:

$$P_5 = \frac{P'_{\text{вс}}}{0,95}, \quad (2.7)$$

$$P_5 = \frac{0,14225}{0,95} = 0,1497.$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{вс}} - t_{\text{ос}}}{2}, \quad (2.8)$$

$$t_{\text{нс}} = 70 + \frac{104,7826 - 70}{2} = 87,39.$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе 5°С, температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя составляет, °С:

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = t_{\text{нс}} + 9, \quad (2.9)$$

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = 87,39 + 5 = 92,39.$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{нс}}^{\text{H}}} = 365,82$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{HC}} = 0,07674$$

Давление пара в шестом отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5 %, МПа:

$$P_6 = \frac{P'_{\text{HC}}}{0,95} = \frac{0,07674}{0,95} = 0,0807$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель определяется, кг/с:

$$D_{\text{BC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot \Delta t_{\text{СП}} \cdot c}{\left(i_5 - \bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}}\right) \cdot \eta}, \quad (2.10)$$

$$D_{\text{BC}} = \frac{1373,6264 \cdot (104,7826 - 92,39) \cdot 4,186}{(2984,36 - 459,55) \cdot 0,98} = 40,4152.$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot \Delta t_{\text{СП}} \cdot c - D_{\text{BC}} \cdot \left(\bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}} - \bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}}\right)}{\left(i_5 - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}\right) \cdot \eta}, \quad (2.11)$$

$$D_{\text{HC}} = \frac{1373,6264 \cdot (104,7826 - 92,39) \cdot 4,186 - 40,4152 \cdot (459,55 - 386,75)}{(2812,3 - 386,75) \cdot 0,98} = 40,8314.$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт:

$$O_{\text{BC}} = G_{\text{BC}} \cdot (t_{\text{BC}} - t_{\text{HC}}) \cdot c, \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{BC}} = 1373,6264(104,7826 - 92,38) \cdot 4,186 = 110000.$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, кВт:

$$O_{\text{HC}} = G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{HC}} - t_{\text{OC}}) \cdot c, \quad (2.13)$$

$$Q_{\text{HC}} = 1373,6264 \cdot (92,38 - 70) \cdot 4,186 = 110000.$$

2.3 Построение процесса расширения на i-s диаграмме.

Находим на i-s диаграмме (рисунке 2.3) точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}}, \quad (2.14)$$

$$P'_0 = 12,8 \cdot 0,946 = 12,1088.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_1 , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A'B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “В” можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_A - (i_A - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВД}}, \quad (2.15)$$

где $i_{B_0} = 3009,4$ кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_A = 3337,209$ кДж/кг – энтальпия острого пара;

$\eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = 0,845$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

$$i_B = 3447,209 - (3447,209 - 3009,4) \cdot 0,845 = 3077,26.$$

Точку “С” определим с учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦСД, МПа:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}} \cdot (1 - \Delta P_{\text{пп}}), \quad (2.16)$$

где $\eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}} = 0,95$ потери от дросселирования в первом цилиндре среднего давления.

$\Delta P_{\text{пп}} = 9,5\%$ потери давления пара в промперегреве.

$$P_3 = 2,72 \cdot 0,95(1 - 0,095) = 2,3385$$

Энтальпия в точке “D”, кДж/кг:

$$i_D = i_C - (i_C - i_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦСД}}, \quad (2.17)$$

где $i_C = 3552,22$ кДж/кг – энтальпия пара за промежуточным перегревом;
 $i_{D_0} = 2713,326$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за первым цилиндром среднего давления;
 $\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,882$ внутренний относительный коэффициент полезного действия первого цилиндра среднего давления.

$$i_D = 3552,22 - (3552,22 - 2713,326) \cdot 0,882 = 2812,3$$

Точку “D’” определим с учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦСД, МПа:

$$P_8 = P_7 \cdot \eta_{др}^{ЦНД}, \quad (2.18)$$

где $\eta_{др}^{ЦНД} = 0,97$ потери от дросселирования в первом цилиндре среднего давления.

$$P_8 = 0,098 \cdot 0,97 = 0,09506.$$

Энтальпия в точке “E”, кДж/кг:

$$i_E = i_{D'} - (i_{D'} - i_{E_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД}, \quad (2.19)$$

где $i_{D'} = 2812,3$ кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления;
 $i_{E_0} = 2427,526$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром низкого давления по давлению в конденсаторе $P_K = 0,00865$;
 $\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,876$ внутренний относительный коэффициент полезного действия второго цилиндра низкого давления.

$$i_E = 2812,3 - (2812,3 - 2427,526) \cdot 0,876 = 2475,23.$$

Используя значения давления в отборах, находим на i -s диаграмме энтальпию пара в этих отборах.

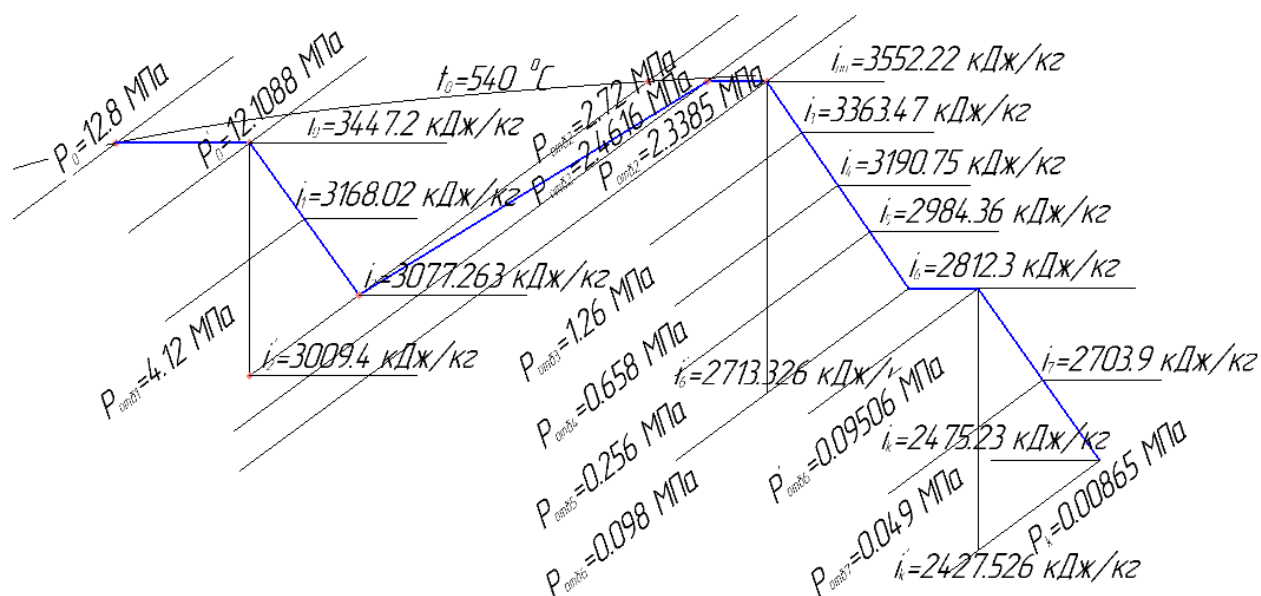


Рисунок 2.3 – Процесс расширения пара в турбине Т-180-130-1

2.3 Определение параметров по элементам схемы.

Подогреватель высокого давления (ПВД1). Давление пара в отборе 4,12 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 %, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{\text{ПВД1}} = P_1 \cdot 0,95, \quad (2.20)$$

$$P_{\text{ПВД1}} = 4,12 \cdot 0,95 = 3,914.$$

Температура насыщения греющего пара [6], °C:

$$t_H = 249,092$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$t_1^H = 1081,178$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °C:

$$t_{\text{ПВ}} = t_1^H - \theta_{\text{ПВД}}, \quad (2.21)$$

$$t_{\text{ПВ}} = 249 - 2 = 247$$

Энтальпия греющего пара (из i-S диаграммы), кДж/кг:

$$i_{отб} = 3168,02$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на ПВД, кДж/кг:

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.22)$$

$$h = 3447,209 - 3168,02 = 279,189$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ- ратор	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	ПНД7	Кон- ден- сатор
Давление отборного пара, МПа	4,12	2,72	1.26	1,26	0,657	0,259	0.259	0.098	0.098	0.049	0,0086 5
Энтальпия пара, кДж/кг	3168,0	3077,2	3363,4	3363,4	3190,7	2984,36	2984,3	2812,3	2812,3	2696,0	2475,2
Давление пара у подогревателя, МПа	3.914	2.584	1.197	0.7	0.624	0.24605	0.1497	0.0931	0.0807	0.0465	0.0086 5
Температура насыщения греющего пара, °С	249	225	186.42	164.97	154.84	131.08	109,78	97.639	92,39	72.8	42,69
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1081.1	927.28	791.54	697.14	653.44	550.94	459,55	409.05	365.82	304.67	178,69
Температура воды за подогревателем, °С	247	223	182.42	164,95	150.84	127.08	104.78	93.639	87.39	68.83	-
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	1071.8	962	763.61	697.14	631.75	531.98	460.5	391.97	376,74	288	-
Использованный тепло-перепад, кДж/кг	279,18	369,94	558,69	558,69	731.46	973,808	973,80	1109.8	1109.8	1226,0	1446,93

2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов: для первого отбора:

$$y_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}}, \quad (2.23)$$

$$y_{\text{вс}} = \frac{2984,36 - 2475,2}{3447,209 - 2475,2 + 474,959} = 0,3519.$$

Для второго отбора:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}}, \quad (2.24)$$

$$y_{\text{нс}} = \frac{2812,3 - 2475,2}{3447,209 - 2475,2 + 474,959} = 0,223.$$

Примем коэффициент регенерации. $K_p = 1,19$

Расход пара на одну турбину, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} \right), \quad (2.25)$$

где $H_i = 1446,938$ - теплоперепад, срабатываемый турбиной, кДж/кг;
 $\eta_{\text{эм}} = 0,98$ - электромеханический КПД.

$$D_T = 1,19 \cdot \left(\frac{180000}{1446,938 \cdot 0,98} + 0,3519 \cdot 40,4152 + 0,223 \cdot 40,8314 \right) = 179,2997.$$

2.5 Баланс пара и конденсата

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{т}}, \quad (2.26)$$

$$D_{\text{ут}} = 0,015 \cdot 179,2997 = 2,6895.$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{ко}}}{100} \cdot D_{\text{т}}, \quad (2.27)$$

$$D_{\text{сн}} = \frac{0,3 + 0,3}{100} \cdot 179,2997 = 1,0758.$$

Расход пара на эжектора, кг/с

$$D_{\text{эж}} = \frac{\alpha_{\text{эж}}}{100} \cdot D_{\text{т}}, \quad (2.28)$$

$$D_{\text{эж}} = \frac{1}{100} \cdot 179,2997 = 1,7929$$

Расход пара на уплотнения, кг/с

$$D_{\text{упл}} = \frac{\alpha_{\text{упл}}}{100} \cdot D_{\text{т}}, \quad (2.29)$$

$$D_{\text{упл}} = \frac{1}{100} \cdot 179,2997 = 1,7929$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{эж}}, \quad (2.30)$$

$$D_{\text{пе}} = 179,2997 + 1,7929 + 1,7929 + 2,6895 + 1,0758 = 186,651.$$

Расход продувочной воды, кг/с:

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{пе}}, \quad (2.31)$$

$$G_{\text{пр}} = 0,015 \cdot 186,651 = 2,7998.$$

Расход питательной воды с учетом продувки, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} + D_{\text{пр}}, \quad (2.32)$$

$$G_{\text{пв}} = 186,651 + 2,746 = 189,4508.$$

2.6 Расчет расширителей непрерывной продувки

Расчетная схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 2.4.

Составим систему уравнений материального и теплового баланса для РНП-1,2:

$$\begin{cases} G_{\text{пр}}' = D_{\text{вт}}' + G_{\text{пр}}' \\ G_{\text{пр}}' \cdot \bar{t}_{\text{пр}}' = D_{\text{вт}}' \cdot \bar{i}_{\text{вт}}' + G_{\text{пр}}' \cdot \bar{t}_{\text{пр}}' \\ G_{\text{пр}}'' = D_{\text{вт}}'' + G_{\text{пр}}'' \\ G_{\text{пр}}'' \cdot \bar{t}_{\text{пр}}'' = D_{\text{вт}}'' \cdot \bar{i}_{\text{вт}}'' + G_{\text{пр}}'' \cdot \bar{t}_{\text{пр}}'' \end{cases} \quad (2.33)$$

Исходные данные:

$P_{\text{б}} = 14$ МПа – давление в барабане котла;

$P_{\text{р1}} = 0,7$ МПа – давление в РНП-1;

$P_{\text{р2}} = 0,12$ МПа – давление в РНП-2;

Искомые величины:

$D_{\text{вт}}'$ – расход вторичного пара с РНП-1, кг/с;

$G_{\text{пр}}'$ – расход продувочной воды с РНП-1, кг/с;

$D_{\text{вт}}''$ – расход вторичного пара с РНП-2, кг/с;

$G_{\text{пр}}''$ – расход продувочной воды с РНП-2, кг/с.

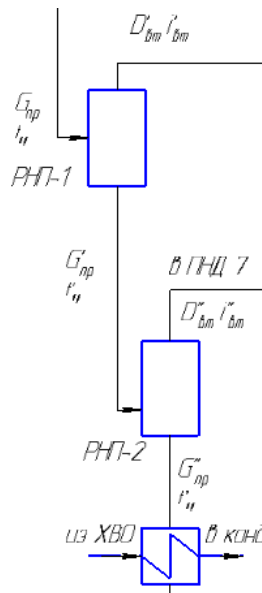


Рисунок 2.4 – Схема включения расширителей непрерывной продувки

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D'_{\text{вп}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (\bar{t}_{\text{пр}} - t'_{\text{пр}})}{r_1} \quad (2.34)$$

где $\bar{t}_{\text{пр}} = 1572,8$ кДж/кг – энтальпия воды в барабане парогенератора при давлении воды в барабане парогенератора $P_6 = 14$ МПа;

$t'_{\text{пр}} = 697,1$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя при давлении $P_{p1} = 0,7$ МПа;

$i'_{\text{вп}} = 2762,9$ кДж/кг – энтальпия вторичного пара из РНП-1 при давлении $P_{p1} = 0,7$ МПа;

$r_1 = 2065.606$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_{p1} = 0,7$ МПа.

$$D'_{\text{вп}} = \frac{2,7998 \cdot (1572,8 - 697,1)}{2065,8} = 1,1868.$$

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени, кг/с:

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D'_{\text{вп}}, \quad (2.35)$$

$$G'_{\text{пр}} = 2,7998 - 1,164 = 1,629.$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D''_{\text{вп}} = \frac{G'_{\text{пр}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пр}} - \bar{t}''_{\text{пр}})}{r_2}, \quad (2.36)$$

где $\bar{t}'_{\text{пр}} = 697,1$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, поступающей из первой ступени расширителя при давлении $P_{p1} = 0.7$ МПа;

$\bar{t}''_{\text{пр}} = 439,36$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя при давлении $P_{p2} = 0.12$ МПа;

$i''_{\text{вп}} = 2683,8$ кДж/кг – энтальпия вторичного пара из РНП-2 при давлении $P_{p2} = 0,12$ МПа;

$r_2 = 2244,44$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_{p2} = 0,12$ МПа.

$$D''_{\text{вп}} = \frac{1,6129 \cdot (697,1 - 439,36)}{2244,44} = 0,1852.$$

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию, кг/с:

$$G''_{\text{пр}} = G'_{\text{пр}} - D''_{\text{вп}}, \quad (2.37)$$

$$G''_{\text{пр}} = 1,6129 - 0,1852 = 1,4277.$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор, кг/с:

$$G_{\text{хов}} = G_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{пр}} \quad (2.38)$$

$$G_{\text{хов}} = 2,6895 + 1,0758 + 1,4277 = 5,193.$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ найдём температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя, °С:

$$t'_{\text{хов}} = t_{\text{хов}} + \frac{G''_{\text{пр}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пр}} - t_{\text{сл}})}{G_{\text{хов}}}, \quad (2.39)$$

где $\bar{t}_{\text{пр}}'' = 104,95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура продувочной воды расширителя второй ступени;

$t_{\text{сл}} = 60^{\circ}\text{C}$ – температура продувочной воды, сливаемая в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды.

$$t_{\text{хов}}' = 30 + \frac{1,4277 \cdot (104,95 - 60)}{5,193} = 42,3607.$$

2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД

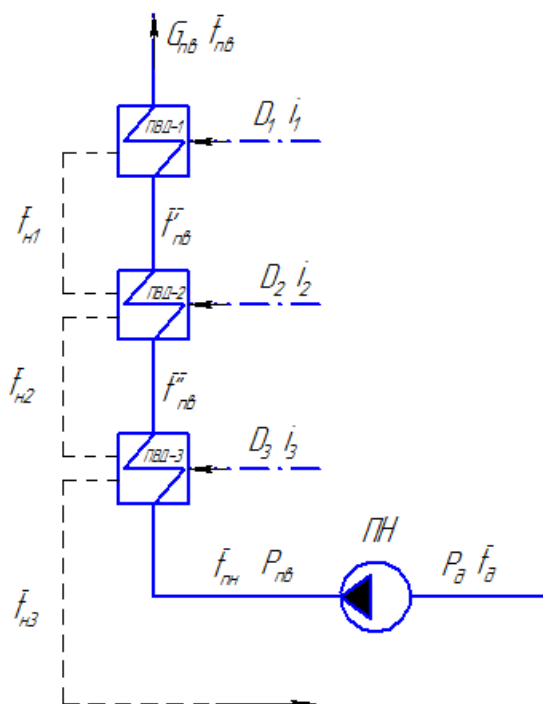


Рисунок 2.5 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_{\text{н1}}) = D_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - t_{\text{пв}}'), \quad (2.40)$$

Из выражения (2.40) находим расход пара на ПВД-1, кг/с:

$$D_1 = \frac{D_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}'_{\text{пв}})}{(i_1 - \bar{t}_1^{\text{H}}) \eta}.$$

$$D_1 = \frac{189,4508 \cdot (1071,8 - 962)}{(3168,02 - 1081,178) \cdot 0,98} = 10,1715$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2:

$$(D_2 \cdot (i_2 - \bar{t}_{\text{H}2}) + D_1 \cdot (\bar{t}_{\text{H}1} - \bar{t}_{\text{H}2})) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}), \quad (2.41)$$

Из выражения (2.41) находим расход пара на ПВД-2, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}) - D_1 \cdot (\bar{t}_{\text{H}1} - \bar{t}_{\text{H}2}) \cdot \eta}{(i_2 - \bar{t}_{\text{H}2}) \cdot \eta}, \quad (2.42)$$

Тогда расход пара на ПВД-2, кг/с:

$$D_2 = \frac{189,4508 \cdot (962 - 763,61) - 10,1715 \cdot (1081,178 - 927,28) \cdot 0,98}{(3077,263 - 927,28) \cdot 0,98} = 17,1103.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3:

$$(D_3 \cdot (i_3 - \bar{t}_{\text{H}3}) + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{\text{H}2} - \bar{t}_{\text{H}3})) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пн}}), \quad (2.43)$$

Из выражения (2.43) находим расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пн}}) - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{\text{H}2} - \bar{t}_{\text{H}3}) \cdot \eta}{(i_3 - \bar{t}_{\text{H}3}) \cdot \eta}, \quad (2.44)$$

где $\bar{t}_{\text{пн}}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3, определим с учётом нагрева её в питательном насосе, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пн}} = \bar{t}_{\text{д}} - \frac{\Delta P_{\text{пн}} \cdot V}{\eta_{\text{H}}}, \quad (2.45)$$

где $\Delta P_{\text{пн}}$ – перепад давления питательной воды в питательном насосе, МПа;
 $V = 0,001833 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды;
 $\eta_{\text{н}} = 0,85$ – КПД насоса.

$$\bar{t}_{\text{пн}} = 697,143 - \frac{(179,2 - 7) \cdot 10^2 \cdot 0,001833}{0,85} = 660,0086.$$

Подставляем полученные значения и получаем расход в ПВД-3.

$$D_3 = \frac{189,4508 \cdot (763,61 - 660,0086) - (10,1715 + 17,1103) \cdot (927,28 - 791,54) \cdot 0,98}{(3363,47 - 791,54) \cdot 0,98} = 6,3179$$

2.8 Расчет деаэратора

Схема потоков воды и пара деаэратора представлена на рисунке 2.6

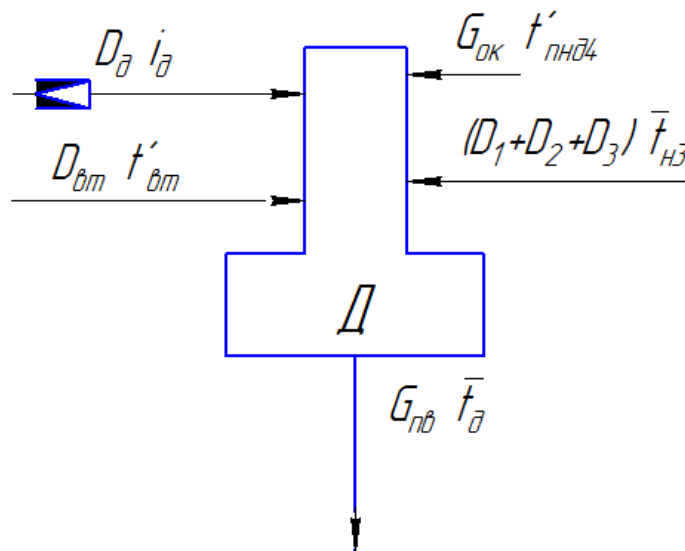


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса:

$$D_{\text{пв}} = (D_1 + D_2 + D_3) + D'_{\text{вт}} + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}}, \quad (2.46)$$

Уравнение теплового баланса:

$$D_{\text{пв}} \cdot \bar{t}'_{\text{д}} = (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}_3^{\text{H}} + D_{\text{д}} \cdot i_{\text{д}} + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{ПНД4}}'' + D'_{\text{вт}} \cdot i', \quad (2.47)$$

$$\begin{cases} D_{\text{пв}} = D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} + D'_{\text{вп}}, \\ D_{\text{пв}} \cdot \bar{t}'_{\text{д}} = (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}_3^{\text{H}} + D_{\text{д}} \cdot i_{\text{д}} + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{ПНД4}}'' + D'_{\text{вт}} \cdot i'_{\text{вт}}, \end{cases}$$

$$\begin{cases} 189,4508 = 10,1715 + 17,1103 + 6,3179 + D'_3 + D'_k + 1,164. \\ 189,4508 \cdot 697,143 = (10,1715 + 17,1103 + 6,3179) \cdot 791,54 + \\ + D_{\text{д}} \cdot 3363,47 + D'_{\text{ок}} \cdot 631,75 + 1,1868 \cdot 2762,9. \end{cases}$$

Искомые величины:

$G_{\text{ок}}$ - расход основного конденсата после ПНД-4, кг/с;

$D_{\text{д}}$ - расход греющего пара в деаэрактор, кг/с.

Определение параметров при неизвестных:

$i_{\text{д}} = 3363,47$ кДж/кг – энтальпия греющего пара в деаэрактор;

$\bar{t}_{\text{ПНД4}}'' = 631,75$ кДж/кг – энтальпия основного конденсата после ПНД-4;

Решив систему из уравнений (2.46) и (2.47) получим, кг/с:

$$G_{\text{ок}} = 154,4818.$$

$$D_{\text{д}} = 0,1826.$$

2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД

Схема включения подогревателей низкого давления представлена на рисунке.

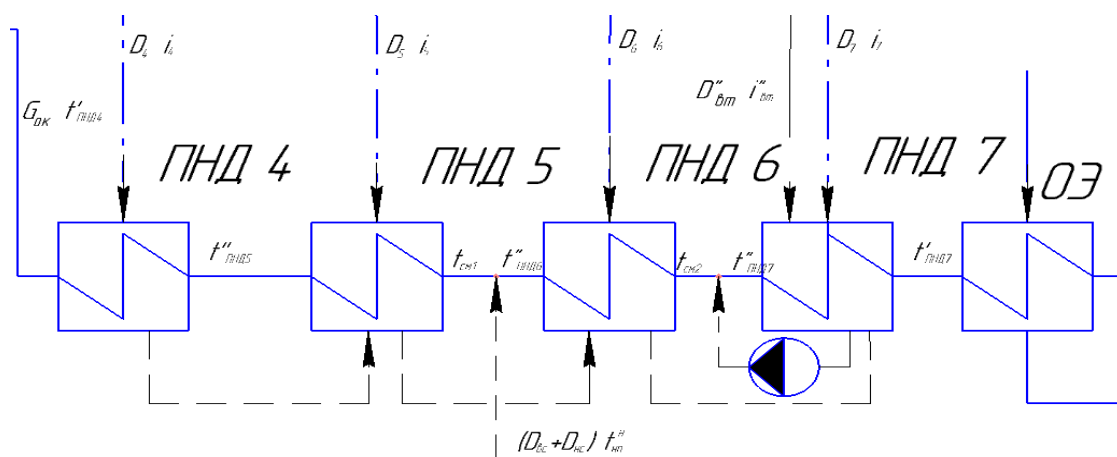


Рисунок 2.7 – Схема включения подогревателей низкого давления

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ПНД5}'' - \bar{t}_{ПНД4}'), \quad (2.48)$$

Из выражения (2.43) находим расход пара на ПНД-4, кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ПНД5}'' - \bar{t}_{ПНД4}')}{(i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta} = \frac{154,4818 \cdot (631,751 - 531,98)}{(3190,7 - 653,44) \cdot 0,98} = 6,1985.$$

Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-5 и ТС-1:

$$\begin{cases} D_5 \cdot (i_5 - \bar{t}_{н5}) \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_{н4} - \bar{t}_{н5}) \cdot \eta = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ПНД}'' - \bar{t}_{см1}), \\ G_{ок} = G_{ок}' + G_{сп}, \\ G_{ок} \cdot \bar{t}_{см1} = G_{ок}' \cdot \bar{t}_{ПНД6}'' + G_{сп} \cdot \bar{t}_{нс}^H, \end{cases} \quad (2.49)$$

Искомые величины:

$G_{ок}'$ - расход основного конденсата до точки смешения №1, кг/с;

$\bar{t}_{см1}$ - энтальпия основного конденсата в точке смешения №1, кДж/кг;

D_5 - расход греющего пара на ПНД-5, кг/с.

где $D_{сп} = D_{вс} + D_{нс} = 40,4152 + 40,8314 = 81,2466$ кг/с – расход конденсата греющего пара после нижнего сетевого подогревателя.

$$\begin{cases} D_5 \cdot (2812,3 - 409,05) \cdot 0,98 + 6,1985 \cdot (653,44 - 409,05) \cdot 0,98 = \\ = 154,4818 \cdot (531,98 - \bar{t}_{см1}), \\ 154,4818 = G'_{ок} + 81,2466, \\ 154,4818 \cdot \bar{t}_{см1} = G'_{ок} \cdot 391,97 + 81,2466 \cdot 397,67, \end{cases}$$

Решив данную систему, получим:

$$G'_{ок} = 73,2352.$$

$$\bar{t}_{см1} = 389,2246.$$

$$D_5 = 8,7333.$$

2: Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-6, ПНД-7 и ТС-

$$\begin{cases} D_6 \cdot (i_6 - \bar{t}_{н6}) \eta + (D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_{н5} - \bar{t}_{н6}) \eta = G'_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд6}'' - \bar{t}_{см2}) \\ G'_{ок} = D'_к + (D_4 + D_5 + D_6 + D_7) \\ G'_{ок} \cdot \bar{t}_{см2} = D'_к \cdot \bar{t}_{пнд7}'' + (D_4 + D_5 + D_6 + D_7) \bar{t}_{н7} \\ D'_к \cdot (\bar{t}_{пнд7}'' - \bar{t}_{пнд7}') = \\ = D_7 \cdot (i_7 - \bar{t}_{н7}) \cdot \eta + (D_4 + D_5 + D_6 + D_7) \cdot (\bar{t}_{н6} - \bar{t}_{н7}) \cdot \eta + D''_{вт} \cdot (i_{вт}'' - \bar{t}_{н7}) \end{cases}$$

где $t'_{пнд7} = t'_к + \Delta t_{оэ-оу} = 42,69 + 10 = 59,69^\circ\text{C}$ – температура основного конденсата перед ПНД-7

$t'_к = 42,69^\circ\text{C}$; $^\circ\text{C}$ – температура насыщения после конденсатора;

$\Delta t_{оэ-оу} = 10^\circ\text{C}$ – нагрев основного конденсата в охладителе эжекторов и охладителе уплотнений.

Искомые величины:

$D'_к$ - расход основного конденсата до точки смешения №2, кг/с;

$\bar{t}_{см2}$ - энтальпия основного конденсата в точке смешения №2, кДж/кг;

D_6 - расход греющего пара на ПНД-6, кг/с;

D_7 - расход греющего пара на ПНД-7, кг/с.

$$\left\{ \begin{array}{l} D_6 \cdot (2812,3 - 409,5) \cdot 0,98 + (6,1985 + 8,7333) \cdot (550,94 - 409,059) \cdot 0,98 = \\ = 73,2352 \cdot (391,97 - \bar{t}_{\text{см}2}), \\ 73,2352 = D'_k + (6,1985 + 8,7333 + D_6 + D_7), \\ 73,2352 \cdot \bar{t}_{\text{см}2} = D'_k \cdot 220,55 + (6,1985 + 8,7333 + D_6 + D_7) \cdot 304,67, \\ D'_k \cdot (391,97 - 288) = \\ = D_7 \cdot (2696,09 - 304,67) \cdot 0,98 + \\ + (6,1985 + 8,7333 + D_6 + D_7) \cdot (409,05 - 304,67) \cdot 0,98 + \\ + 0,1852 \cdot (2683,8 - 304,67), \end{array} \right.$$

Решив систему уравнений получим:

$$D'_k = 56,7538 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{\text{см}2} = 372,3233 \text{ КДж/кг};$$

$$D_6 = 0,615 \text{ кг/с};$$

$$D_7 = 0,7494 \text{ кг/с}.$$

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_k = G_{\text{ок}} - (D_{\text{упл}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{хов}}), \quad (2.50)$$

$$D_k = 54,144 - 1,7929 + 1,7929 + 5,193 = 47,9748.$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_k = D - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_d + D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}}), \quad (2.51)$$

$$D_k = 179,2997 - (10,1715 + 17,1103 + 6,3179 + \\ + 0,1826 + 6,1985 + 8,7333 + 0,615 + 0,7494 + 81,2466) = 47,9748$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по мощности:

$$W_p = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (2.52)$$

Электрическая нагрузка турбины, кВт:

$$\begin{aligned} 180000 = & (10,1715 \cdot 279,18 + 17,1103 \cdot 369,94 + (6,3179 + 0,1826) \cdot \\ & \cdot 558,69 + 6,1985 \cdot 731,468 + (8,7333 + 40,4152) \cdot 973,808 + \\ & + (0,615 + 40,8314) \cdot 1109,868 + 0,7494 \cdot 1226,078 + \\ & + 47,9748 \cdot 1446,938) \cdot 0,98 = 177901,1. \end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\%, \quad (2.53)$$

$$\delta = \left| \frac{180000 - 177901,1}{180000} \right| \cdot 100\% = 1,661\%.$$

Так как отклонение мощности от ранее принятой для расчета не превышает заданную погрешность (<2%), то расчет закончен.

2.10 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ту}} = & D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \overline{t_{\text{пв}}}) + D_{\text{пп}} \cdot (i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}}) + D_{\text{хов}} \cdot (\overline{t_{\text{хов}}} - \overline{t_{\text{пв}}}) + \\ & + D'_{\text{вт}} \cdot (i''_{\text{вт}} - \overline{t_{\text{пв}}}) + D'_{\text{вт}} \cdot (i'_{\text{вт}} - \overline{t_{\text{пв}}}), \end{aligned} \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{ту}} = & 179,2997 \cdot (3447,209 - 1071,8) + 152,018 \cdot (3552 - 3009,4) + \\ & + 5,193 \cdot (125,58 - 1071,8) + 0,1852 \cdot (2683,8 - 1071,8) + \\ & + 1,1868 \cdot (2762,9 - 1071,8) = 505787,08. \end{aligned}$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{BC}} = D_{\text{BC}} \cdot (i_5 - \bar{t}_{\text{сп}}^5), \quad (2.55)$$

$$Q_{\text{BC}} = 40,4152 \cdot (2984,36 - 459,55) = 102040,8.$$

$$Q_{\text{HC}} = D_{\text{HC}} \cdot (i_6 - \bar{t}_{\text{сп}}^6), \quad (2.56)$$

$$Q_{\text{HC}} = 40,8314 \cdot (2812,3 - 386,75) = 99038,54.$$

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{BC}} + Q_{\text{HC}}, \quad (2.57)$$

$$Q_{\text{T}} = 102040,8 + 99038,54 = 201079,36.$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$O_{\text{ту}}^3 = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{T}}, \quad (2.58)$$

$$O_{\text{ту}}^3 = 505787,08 - 201079,36 = 304707,72.$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot (\bar{t}_{\text{пп}}'' - \bar{t}_{\text{пп}}') + D_{\text{пр}} (\bar{t}_{\text{пр}} - \bar{t}_{\text{пв}}), \quad (2.59)$$

$$Q_{\text{пе}} = 183,065 \cdot (33487,013 - 1071,8) + 152,018 \cdot (3552 - 3009,4) + 2,7998 \cdot (1572,8 - 1071,8) = 534689,64.$$

Полный расход натурального топлива, м³/с

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{ка}}}, \quad (2.60)$$

$$B = \frac{534689,64}{35800 \cdot 0,944} = 15,8215.$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, м³/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{ch}}}, \quad (2.61)$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9 % [4], отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = 0,9 \cdot W_{\text{э}}, \quad (2.62)$$

$$W_{\text{отп}} = 0,9 \cdot 180000 = 162000.$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{сн}} = 0,05 \cdot W_{\text{э}}, \quad (2.63)$$

где $e_{\text{э}}^{\text{сн}} = 0,05$ доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии [4].

$$W_{\text{сн}} = 0,05 \cdot 180000 = 9000.$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + \Delta Q_{\text{отб}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + \Delta Q_{\text{отб}} + Q_{\text{от}}^{\Sigma}}, \quad (2.64)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = [Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}})] \cdot \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{т}}} + Q_{\text{пр}} \cdot (1 - \xi_{\text{пр}}), \quad (2.65)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\xi_{\text{вс}} = \left(\frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right) \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{вс}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right), \quad (2.66)$$

$$\xi = \left(\frac{2984,36 - 2475,23}{3447,209 - 2475,23} \right) \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3447,209 - 2984,36}{3447,209 - 2475,23} \right) = 0,6236.$$

$$\xi_{\text{нс}} = \left(\frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right) \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{нс}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right), \quad (2.67)$$

$$\xi = \left(\frac{2812,3 - 2475,23}{3447,209 - 2475,23} \right) \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3447,209 - 2812,3}{3447,209 - 2475,23} \right) = 0,4374.$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{тy}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{тy}}, \quad (2.68)$$

$$Q_{\text{тy}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot 505787,08 = 25289,35.$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}} = [102040,8 \cdot (1 - 0,6236)] + [99038,54 \cdot (1 - 0,4374)] = 94129,426.$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{304707,72 + 25289,35 + 94129,42}{304707,72 + 25289,35 + 94129,42 + 201079,36} = 0,6794.$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, м³/с:

$$B_{\text{э}} = 15,8215 \cdot 0,6794 \cdot \frac{162000}{180000 - 9000} = 10,1681.$$

Расход топлива пиковыми водогрейными котлами, м³/с:

$$B_{\text{пвк}} = \frac{Q_{\text{пвк}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пвк}}}, \quad (2.69)$$

$$B_{\text{пвк}} = \frac{260000}{35800 \cdot 0,87} = 8,3478.$$

Расход топлива на выработку тепла, м³/с:

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}} + B_{\text{пвк}}, \quad (2.70)$$

$$B_{\text{т}} = 15,8215 - 10,1681 + 8,3478 = 14,0012.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электрической энергии, м³/кВт·ч:

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{э}}} \cdot 3600, \quad (2.71)$$

$$b_{\text{э}} = \frac{10,1681}{180000} \cdot 3600 = 0,2228.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла, м³/ГДж:

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}^{\text{max}} + Q_{\text{пр}}} \cdot 10^6, \quad (2.72)$$

$$b_{\text{т}} = \frac{14,0012}{46000} \cdot 10^6 = 30,4374.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла блоком (без ПВК), м³/ГДж:

$$b_{\text{т}} = \frac{B - B_{\text{э}}}{Q_{\text{от}}^{\text{max}} + Q_{\text{пр}}} \cdot 10^6, \quad (2.73)$$

$$b_{\text{т}} = \frac{15,8215 - 10,1681}{230000} \cdot 10^6 = 24,58$$

2.11 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТ

2.11.1 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды на блок с запасом 5%, т/ч:

$$G = G_{\text{пв}} \cdot 1,05, \quad (2.74)$$

где $G_{\text{пв}} = 189,45$ - расход питательной воды на турбину, кг/с.

$$G = 1,05 \cdot 189,45 \cdot 3,6 = 716,12$$

Напор питательного насоса принимается на 30-50% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, м. вод. ст.:

$$H = P \cdot 10 \cdot 1,4, \quad (2.75)$$

$$H = 128,5 \cdot 10 \cdot 1,4 = 1799.$$

Выбираем питательный насос ПЭ-780-200 [15] в количестве 1 шт.

Основные технические характеристики питательного насоса приведены в таблице.2.4

Таблица 2.4 – Основные технические характеристики питательного насоса

Показатели	Значение
Номинальная производительность (подача), м ³ /ч	780
Развиваемый напор при номинальной производительности, м.вод.ст	2330
Число оборотов при номинальной производительности, об/мин	2985
Допускаемый кавитационный запас при номинальной производительности, м	15
Потребляемая мощность при номинальной нагрузке, кВт	5615
КПД при номинальной нагрузке, %	80

2.11.2 Выбор конденсатных насосов

За расчетную производительность примем расход конденсата по конденсационному режиму, $D=465,19$ т/ч. Принимаем напор конденсатных насосов в пределах 50-150 м. вод. ст.

Выбираем конденсатный насос КсВ 500-85, [15] в количестве 2 штук.

Основные технические характеристики питательного насоса приведены в таблице 2.5

Таблица 2.5 – Основные технические характеристики конденсатного насоса

Показатели	Значение
Номинальная производительность (подача), м ³ /ч	500
Развиваемый напор при номинальной производительности, м.	85
Число оборотов при номинальной производительности, об/мин	1000
Допускаемый кавитационный запас при номинальной производительности, м	1,6
Потребляемая мощность при номинальной нагрузке, кВт	154
КПД при номинальной нагрузке, %	75

2.11.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход циркуляционной воды на турбину составляет [4], м³/ч:

$$G_{\text{охл.в}} = m \cdot D'_{\text{к}}, \quad (2.76)$$

где m – кратность охлаждения выбираем из [15] от конденсатора 180КЦС (количество охлаждающей воды необходимое для конденсации 1 кг пара), кг.

$$G_{\text{охл.в}} = 47,7 \cdot 465,19 = 22189,56.$$

$$G_{\text{охл.в}}^{\text{р}} = 1,2 \cdot G_{\text{охл}}, \quad (2.77)$$

$$G_{\text{охл.в}}^{\text{р}} = 1,2 \cdot 22189,56 = 26627,47.$$

Так как вода подается по двум трубопроводам, то расход через один насос, м³/ч:

$$Q_{\text{цн}} = \frac{G_{\text{охл.в}}}{2}, \quad (2.78)$$

$$Q_{\text{цн}} = \frac{26627,47}{2} = 13313,737.$$

Выбираем циркуляционные насосы типа ОП5 – 87 в количестве 2 штук. Основные технические характеристики питательного насоса приведены [15] в таблице 2.6

Таблица 2.6 – Основные технические характеристики циркуляционного насоса

Показатели	Значение
Номинальная производительность (подача), м ³ /ч	9360-13680
Развиваемый напор при номинальной производительности, м.	7,1-11,5
Число оборотов при номинальной производительности, об/мин	585
Потребляемая мощность при номинальной нагрузке, кВт	286 - 423
КПД при номинальной нагрузке, %	80

Расчетная мощность электродвигателя, кВт:

$$P_H = 1,1 \frac{Q_{\text{цн}} \cdot H}{3,6 \cdot 102 \cdot \eta_H}, \quad (2.79)$$

$$P_H = 1,1 \cdot \frac{13313,737 \cdot 10}{3,6 \cdot 102 \cdot 0,8} = 498,54.$$

2.11.4 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Сетевые насосы устанавливаются в количестве двух на турбину, рассчитывая их на 50 %-ную производительность.

Производительность сетевого насоса, м³/ч:

$$G_{\text{сн}} = \frac{1373,6 \cdot 3,6}{2} = 2472,52. \quad (2.80)$$

Выбираем сетевые насосы типа СЭ 2500-180 в количестве 2 штук [15]. Основные технические характеристики сетевого насоса приведены в таблице 2.7

Таблица 2.7 – Основные технические характеристики сетевого насоса

Показатели	Значение
Номинальная производительность (подача), м ³ /ч	2500
Развиваемый напор при номинальной производительности, м.	180
Число оборотов при номинальной производительности, об/мин	3000
Потребляемая мощность при номинальной нагрузке, кВт	1460
КПД при номинальной нагрузке, %	84

2.12 Регенеративные подогреватели

2.12.1 Выбор подогревателей высокого давления

Подогреватели высокого давления выбираем по заводским данным [15], так чтобы их характеристики удовлетворяли значениям, полученным в ходе расчета принципиальной тепловой схемы, и сводим в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 – Технические характеристики ПВД

Показатели	ПВД-3	ПВД-2	ПВД-1
Тип	ПВ-775-265-13	ПВ-775-265-31	ПВ-775-265-45
Поверхность нагрева полная, м ²	775	775	775
Площадь поверхности теплообмена, м ² Зоны ОП: Зоны ОК:	82,5 92,8	---- 92,8	82,5 51,6
Рабочие параметры в корпусе, температура пара, °С	480	350	405
Габаритные размеры, мм Высота: Диаметр, корпуса:	9625 2244	8780 2260	9625 2290
Расход среды, кг/с (т/ч):	194,4 (699,84)	194,4 (699,84)	194,4 (699,84)
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,24	0,23	0,23
Масса подогревателя, т Сухого: Полностью заполненного:	51,0 79,9	50,0 75,1	63,5 93,5
Завод изготовитель	«ТКЗ»		

2.12.2 Выбор подогревателей низкого давления

Техническая характеристика подогревателей поверхностного типа [15] приведено в таблице 2.8, и таблице 2.9 соответственно.

Таблица 2.9–Подогреватели низкого давления рекуперативного поверхностного типа

Показатели	Характеристика			
	ПНД-4	ПНД-5	ПНД-6	ПНД7
Тип	ПН-350-16-7-1	ПН-350-16-7-1	ПН-350-16-7-1	ПН-350-16-7-1
Поверхность нагрева охладителя пара м ²	24	-	-	-
Поверхность нагрева охладителя конденсата, м ²	-	29	-	-
Площадь поверхности нагрева, м ³	352	351	350	350
Номинальный расход основного конденсата, т/ч	574,9	574,92	489,96	489,96

Продолжение таблицы 2.9

Показатели	Характеристика			
	ПНД-4	ПНД-5	ПНД-6	ПНД7
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,057	0,057	0,048	0,048
Габаритные размеры, мм: - Высота:	5777	5777	5777	5777
Диаметр, корпуса:	1424	1424	1424	1424
Число ходов воды	4	4	4	4
Масса подогревателя, т: - сухого: Полностью заполненного:	10,2 17,6	10,8 17,4	10,4 17,8	10,4 17,8
Завод изготовитель	«Энергомаш»			

2.12.3 Выбор деаэратора

Деаэрационная установка предназначена:

-для удаления из питательной воды коррозионно-агрессивных газов как находящихся в растворенном состоянии (O_2 , CO_2 и др.), так и образующихся при термическом разложении бикарбонатов и карбонатов;

-для подогрева питательной воды в схеме регенерации турбоустановки;

-для создания рабочего резерва питательной воды в баке-аккумуляторе.

В состав деаэрационной установки входит:

-деаэрационная колонка типа ДП-1000;

-бак аккумуляторный типа БД-100;

Техническая характеристика деаэрационной колонки и деаэраторного бака [15] приведены в таблице 2.10 и таблице 2.11 соответственно.

Таблица 2.10 – Техническая характеристика деаэрационной колонки

Показатели	Значение
Производительность, кг/с (т/ч)	277,8(1000)
Рабочее давление, Мпа	0,69
Рабочая температура, °С	164,17
Допустимое повышение давления при работе предохранительных устройств, МПа	0,85
Пробное гидравлическое давление, МПа	1,0
Объем, м ³	17
Диаметр, мм	2432
Высота, мм	4190

Продолжение таблицы 2.10

Показатели	Значение
Масса колонки заполненной водой, т	7,0

Таблица 2.11 – Техническая характеристика деаэрационного бака

Показатели	Значение
Максимальная длина бака, мм	13500
Масса, т	23,95
Емкость бака, м ³	113(118)
Пробное гидравлическое давление, МПа (кгс/см ²)	1,0 (10,0)
Допустимое повышение давления при работе предохранительных устройств, МПа (кгс/см ²)	0,85 (8,5)

2.12.4 Выбор конденсатора

Основные технические данные конденсатора приведены в [15] таблице 2.12

Таблица 2.12 – Основные технические данные конденсационной группы

Показатели	Значение
Тип	180-КЦС
Поверхность охлаждения, м ²	9000
Охлаждающие трубки: диаметр, мм активная длина, мм	28x1 9000
Рабочее давление паровой части, кПа	6,27
Кратность охлаждения всей конденсационной группы, °С	47,7
Температура циркуляционной воды на входе, °С	20

2.12.5 Выбор сетевых подогревателей

Согласно схеме выбираем подогреватели с характеристиками [15], приведенные в таблице 2.13.

Таблица 2.13 – Технические характеристики подогревателей сетевой воды

Показатели	Значение	
Тип сетевого подогревателя	ПС-5000-2,5-8-1	ПС-5000-3,5-8-1
Площадь поверхности теплообменника по наружному диаметру труб, м ²	5000	5000
Расчетная тепловая производительность, МВт	0,097	0,097
Расчетное давление пара перед подогревателем	0,0845	0,174
Расчетная температура пара перед подогревателями, °С	92,39	109,782
Расчетная температура сетевой воды на входе, °С	70	87,39
Расчетная температура сетевой воды на выходе, °С	87,39	104,782
Расчетный расход сетевой воды, т/ч	4945,05	4945,05
Максимальный расход сетевой воды, т/час	6001,2	6001,2
Максимальное давление пара, Мпа	0,15	0,2
Максимальное давление сетевой воды, Мпа	0.88	0,88

3 Экологическая часть

3.1 Расчет выбросов бенз(а)пирена для газомазутных котлов.

Бенз(а)пирен - один из самых токсичных продуктов сгорания, принадлежащих группе полициклических ароматических углеводородов или ПАУ. Представляет с собой твердое кристаллическое вещество желтого цвета с температурой плавления 179 С и кипения 500 ... 570 С. Поэтому он может находиться в газообразном, жидком или твердом состояниях.

Концентрация бенз(а)пирена, мкг/м³

$$C_{\text{БП}}^{\Gamma} = \frac{q_{\text{ЛГ}}^{-1,26} \cdot (0,0536 + 0,163 \cdot 10^{-3} \cdot q_{\text{В}})}{\exp[25 \cdot (\alpha''_{\text{T}} - 1)]} \cdot K_{\text{r}} \cdot K_{\text{D}} \cdot K_{\text{ст}} \cdot K_{\text{вл}}, \quad (3.1)$$

где $q_{\text{лг}}$ - теплонапряжение поверхности активного горения, МВт/м³;
 q_v - теплонапряжение топчного объема, кВт/м³;
 α''_T - коэффициент избытка газов на выходе из топки;
 K_r - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции;
 K_D - коэффициент учитывающий нагрузку котла;
 $K_{\text{ст}}$ - коэффициент, учитывающий ступенчатое сжигание топлива;
 $K_{\text{вл}}$ - коэффициент, учитывающий подачу влаги.

$$C_{\text{БП}}^{\Gamma} = \frac{0,4071^{-1,26} \cdot (0,0536 + 0,163 \cdot 10^{-3} \cdot 254)}{1,64} \cdot 1,48 \cdot 0,9644 \cdot 0,19 \cdot 1 = 0,048685$$

Значение теплонапряжение поверхности активного горения и остальных коэффициентов определяют по формулам, кВт/м³:

$$q_{\text{лг}} = \frac{Q_n^p \cdot B}{2 \cdot (a_T + b_T) \cdot z_{\text{яр}} \cdot h_{\text{яр}} + 1,5 \cdot a_T \cdot b_T}, \quad (3.2)$$

где Q_n^p - 35,8 низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;
 B - 15,457 расход топлива на котел, м³/с;
 $z_{\text{яр}}$ - 2 число ярусов горелок;
 $h_{\text{яр}}$ - 2,6 расстояние по высоте между осями соседних горелок, м
 a_m - 28,1 ширина топки, м;
 b_m - 24,9 глубина топки, м.

$$q_{\text{лг}} = \frac{35,8 \cdot 15,457}{2 \cdot (28,1 + 24,9) \cdot 2 \cdot 2,6 + 1,5 \cdot 28,1 \cdot 24,9} = 0,4071.$$

$$K_r = 1 + d \cdot r, \quad (3.3)$$

где r - 12% ,степень рециркуляции дымовых газов;
 d - 4, коэффициент, характеризующий влияние рециркуляции дымовых газов на выброс бензапирена.
 $K_r = 1 + 4 \cdot 0,12 = 1,48$

$$K_D = \left(2 - \frac{D_\phi}{D_H} \right)^{2,4}, \quad (3.4)$$

где D_ϕ - 189,45 фактическая нагрузка котла, кг/с,
 D_H - 186,651 номинальная нагрузка котла, кг/с,

$$K_D = \left(2 - \frac{189,4508}{186,651} \right)^{2,4} = 0,9644.$$

$$K_{CT} = 1 + b \cdot \delta, \quad (3.5)$$

где b - -2,7 коэффициент учитывающий воздействие воздуха, подаваемого во вторую ступень горения

δ - доля воздуха, подаваемого во вторую ступень горения.

$$K_{CT} = 1 + (-2,7) \cdot 0,3 = 0,19.$$

$$K_{ВЛ} = \exp(-\lambda \cdot g). \quad (3.6)$$

где λ - коэффициент учитывающий воздействие влаги .

$$K_{ВЛ} = 1$$

3.2 Расчет концентрации оксидов азота при сжигании газа и мазута.

Исходная концентрация оксидов азота $C_{NO_x}^{исх}$, мг/м³

$$C_{NO_x}^{исх} = 613 \cdot (\xi_\Gamma \cdot q_{ЛГ})^{0,88} \cdot K_M, \quad (3.7)$$

$$C_{NO_x}^{исх} = 613 \cdot (0,7 \cdot 0,4071)^{0,88} \cdot 0,8784 = 178,39.$$

Масштабный коэффициент K_M находят по формуле

$$K_M = 1 - \exp \left(- \frac{1,5 + (\xi_\Gamma \cdot B_p \cdot Q_H^p)^{0,41}}{7,1} \right), \quad (3.8)$$

$$K_M = 1 - \exp\left(-\frac{1,5 + (0,7 \cdot 15,8215 \cdot 35,8)^{0,41}}{7,1}\right) = 0,8784.$$

Расчетная концентрация оксидов азота, мг/м³

$$C_{NO_x} = C_{NO_x}^{исх} \cdot K_{ГВ} \cdot K_{\alpha}' \cdot K_{Г} \cdot K_{зг}^{0,88} \cdot K_{ст} \cdot K_{нс} \cdot K_{вл} \cdot K_N, \quad (3.9)$$

где коэффициенты учитывают:

-температуру воздуха поступающего в горелки:

$$K_{ГВ} = 1 - 0,001 \cdot (620 - T_{ГВ}), \quad (3.10)$$

$$K_{ГВ} = 1 - 0,001 \cdot (620 - 526) = 0,906.$$

где, $T_{ГВ}$ - температура горячего воздуха поступающего в газомазутные горелки, К

-коэффициент избытка воздуха, K_{α}' - для мазута и газа

$$K_{\alpha}' = 1,35 - 43 \cdot (\alpha - 1,09)^2 + 2 \cdot (\alpha - 1,09), \quad (3.11)$$

$$K_{\alpha}' = 1,35 - 43 \cdot (1,05 - 1,09)^2 + 2 \cdot (1,05 - 1,09) = 1,2.$$

-ввод рециркуляции дымовых газов K_r

$$K_{Г} = 1 - \alpha_{рец} \cdot r^m, \quad (3.12)$$

$$K_r = 1 - 0,02 \cdot 12^{0,5} = 0,93.$$

- тепловую мощность при ступенчатом сжигании, $K_{зг}$

$$K_{зг} = 1 - \alpha_{зг} \cdot \delta \quad (3.13)$$

$$K_{зг} = 1 - 0 \cdot 0,3 = 1.$$

-организацию ступенчатого сжигание, $K_{ст}$

$$K_{ст} = 1 - \alpha_{ст} \cdot \delta, \quad (3.14)$$

$$K_{ст} = 1 - 0,07 \cdot 0,30 = 0,993.$$

-нестехиометрическое сжигание по ярусам горелок, K_{nc}

$$K_{nc} = 1 - \alpha_{nc} \cdot \mu, \quad (3.15)$$

$$K_{nc} = 1 - 0,016 \cdot 0,3933 = 0,993.$$

где степень перераспределения топлива или воздуха по ярусам горелок, %

$$\mu = \sum_{i=1}^{Z_{яp}} |q_i - n_i| \cdot 100, \quad (3.16)$$

где q_i - доля топлива или воздуха, поступающая через каждый ярус горелок, от общего количество топлива (воздуха), через все горелки (при организации нестехиометрического сжигания за счет разбаланса соответственно по топливу или воздуху);

Отношение количества воздуха, подаваемого в топку через периферийный канал горелки. К количеству воздуха во внутреннем ее канале К принимаем равным 1-2 Доля воздуха. Проходящего через центральный канал, , $q_n=0,03-0,05$, а через внутренний

$$q = \frac{1}{1+2} - 0,03 = 0,3$$

n_i - доля горелок в каждом ярусе от общего количестве горелок;

Количество горелок 12 штук в одном ярусе по 6 штук, соответственно,

$$n_i = 0,5$$

α_{nc} - коэффициент, учитывающий размещение горелок при перераспределении топлива или воздуха по ярусам, у нас фронтальное расположение горелок - 0,016.

$$\mu = |0,3 - 0,5| \cdot 100 + |0,3 - 0,5| \cdot 100 = 39,33.$$

-подачу влаги, $K_{вл}$

$$K_{вл} = 1 - \alpha_{вл} \cdot g_{вл}, \quad (3.17)$$

$$K_{вл} = 1 - 0 = 1.$$

-действительную нагрузку котла, K_N

$$K_N = \left(\frac{D}{D_H} \right)^{1,25}, \quad (3.18)$$

где D - фактический расход пара, кг/с,
 D_n –номинальный расход пара, кг/с.

$$K_N = \left(\frac{189,4508}{186,651} \right)^{1,25} = 1,01878.$$

$$C_{NO_x} = 178,39 \cdot 0,906 \cdot 1,2 \cdot 0,93 \cdot 1^{0,88} \cdot 0,993 \cdot 0,993 \cdot 1 \cdot 1,01878 = 199,99$$

3.3 Определение размеров дымовой трубы

Минимально допустимая высота трубы, при которой обеспечивается необходимое рассеивание вредных веществ для получения регламентированных ПДК при нескольких трубах одинаковой высоты и наличии фоновой загазованности, от других источников такой же вредности, рассчитывают по формуле

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{\text{ПДК}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.19)$$

где A - коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы для неблагоприятных метеорологических условий,

F - безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседание вредных веществ в атмосферном воздухе, для газообразных примесей $F = 1$,
 m , n – коэффициенты. Учитывающие условия выхода газовой смеси из устья выброса.

z – число одинаковых дымовых труб.

M - количество вредного вещества на ТЭС, с учетом суммирования выбросов серы и азота.

$$M_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot B_p \cdot V_r, \quad (3.20)$$

$$M_{NO_x} = 0,19999 \cdot 11,5984 \cdot 46,371 = 107,56.$$

где C_{NO_x} - массовая концентрация оксидов азота при нормальных условиях, г/м³;

V_r - объем дымовых газов, м³/ м³;

B_p - располагаемый расход топлива, м³/м³.

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 107,56 \cdot 0,8 \cdot 1}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{11,5984 \cdot 95}} = 139,99.$$

По [4] выбираем высоту и диаметр устья дымовой трубы: $H = 150$ м, $d_0 = 7,6$ м.

Эффективная высота дымовых труб складывается из геометрической высоты трубы H и высоты подъема факела дымовых газов, м:

$$H = H_{\text{эф}} + 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v \cdot \varphi} = 150 + 1,9 \cdot \frac{7,6 \cdot 20}{5 \cdot 1,63} = 185,435 \quad (3.21)$$

где d_0 – диаметр устья дымовой трубы, м;

ω_0 – скорость газов в устье трубы [4], м/с;

v – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли [4], м/с;

φ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы [4].

4 Общая часть

4.1 Разработка генерального плана

Схема генерального плана представлена на листе №1 графической части. Генеральный план промплощадки выполнен на мощность 540 МВт. Площадка ТЭЦ располагается на территории Омской области, в г. Омск.

Здания и сооружения на генеральном плане размещают в соответствии с их технологической взаимосвязью, соблюдением санитарных и противопожарных норм.

Главный корпус расположен с учетом наивыгоднейших условий геологии, топографии, железнодорожных связей с другими зданиями и сооружениями ТЭС.

4.2 Компановка главного корпуса

Компановка главного обеспечивает безопасную, надежную и экономическую эксплуатацию. Разрез главного корпуса представлен на листе №3 графической части.

Главный корпус выполнен двухпролетным без промежуточного помещения и представляет следующие компоненты:.

- машинный зал пролетом 46 м;

- котельное отделение полетом 33 м.

Для обеспечения требуемых ремонтных площадей в постоянном и временном торце главного корпуса предусмотрены ремонтные площадки.

Дымососы расположены в отдельном помещении пролетом 27,7 м. расположенном за регенеративным воздухоподогревателем.

Главный корпус подключается к своей дымовой трубе. Газоходы от котлов к трубе - надземные, железобетонные.

4.3 Проектирование топливного хозяйства

Основные марки сжигаемого топлива и основные поставщики:

- природный газ доставляется газопроводом Уренгой-Сургут –Челябинск,
- поставщики ОАО «Газпром».

В качестве основного топлива на Омской ТЭЦ используется природный газ Уреногойского месторождения. Предусмотрен запас аварийного жидкого топлива.

Газ поступает на электростанцию газораспределительной станции (ГРС-1А) с давлением 1,2 МПа (ГРС располагается вне территории ТЭЦ). Газохранилищами электростанции не располагают. Для снижения давления поступающего газа до необходимого уровня у горелок (0,13–0,2 МПа) предусматривается его дросселирование в газорегуляторном пункте (ГРП), который ввиду повышенной взрывоопасное и резкого шума при дросселировании газа размещают в отдельном помещении на территории ТЭЦ.

Подвод газа к ГРП от магистрального или городского газопровода осуществляется по одной линии подземного трубопровода. Количество параллельно работающих регулирующих установок в каждом ГРП принимается с одной резервной. Резервный газопровод от ГРП к парогенераторной не предусматривается. Прокладка газопроводов от ГРП к парогенераторам выполняется наземной. В каждом ГРП выполняется несколько (чаще три) ниток газопровода с установкой регуляторов давления, одна из которых является резервной. Кроме того, предусматривается байпасная линия помимо регуляторов. Для очистки газа от механических примесей перед регулируемыми клапанами имеются фильтры. Регулирующие клапана поддерживают необходимое давление «после себя». Для защиты от аварийного повышения давления газа установлены предохранительные клапана. Количество газа, прошедшего газорегуляторный пункт, регистрируются расходомерами. Основными устройствами на газопроводе к каждому паровому котлу являются автоматический регулятор расхода газа (АРР) и отсекающий быстродействующий клапан (БК).

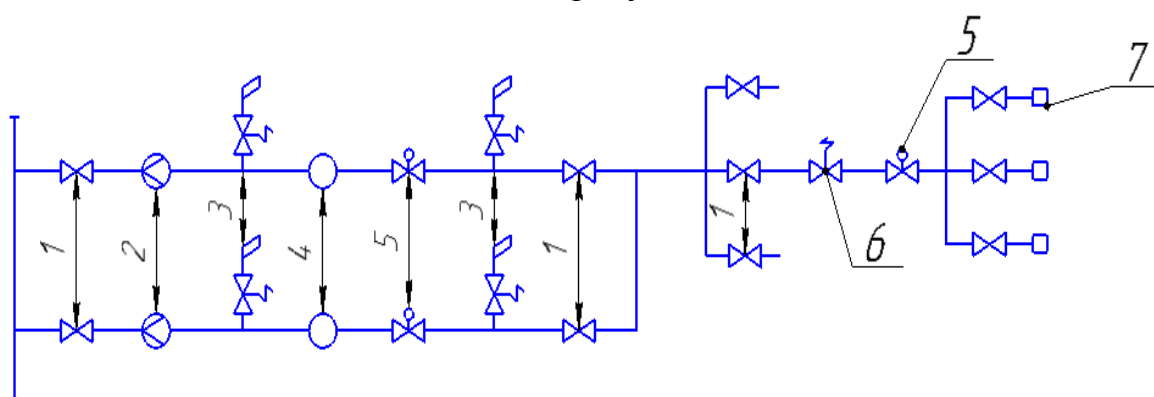
Регулятор АРР обеспечивает необходимую тепловую мощность котла в любой момент времени. Импульсный отсекающий БК отключает подачу газа в топку котла в случае аварийной ситуации, когда поступление газа может создать опасность взрыва (обрыв факела, падение давления воздуха у горелок, останов электродвигателей дымососа или дутьевого вентилятора и т.п.).

Для исключения взрывоопасных ситуаций в нерабочий период газовые линии продувают воздухом через специальные отводы в атмосферу (свечи). Последние выведены за пределы здания в места, недоступные пребывания людей. Через свечи вытесняют также газовоздушную смесь из газопроводов перед растопкой котла. Окончание продувки линии газом определяют по содержанию кислорода в пробе не выше 1%.

Эксплуатация газового оборудования на электростанции ведётся в соответствии с правилами безопасности в газовом хозяйстве Госгортехнадзора.

4.4 Разработка схемы топливоподачи

Схема топливоподачи показан на рисунке 4.1



1 – отсечные задвижки, 2 – расходомер, 3 - импульсные предохранительные клапана, 4– фильтры механические волосяные, 5 - регулирующие клапаны, 6– быстродействующий редукционный клапан, 7– газовые горелки

Рисунок 4.1 - Газораспределительный пункт -1

В качестве топлива на блоке по заданию используется природный газ, его характеристики [10] представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристика природного газа

Газопровод	Состав газа по объему, %									Теплота сгорания Q_n^p , кДж/м ³
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	CO ₂	N ₂	H ₂ S	
Уренгой – Сургут – Челябинск	98,2 4	0,29	0,2	0,09	0,04	-	0,14	1,0	-	35800

4.5 Определение расчетного расхода топлива

Расчетный расход топлива на работу парогенератора определяется из следующего соотношения, м³/с:

$$B_p = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_p^H \cdot \eta_{\text{ка}}}, \quad (4.1)$$

$$B_p = \frac{534689.65}{35800 \cdot 0.944} = 15,8215.$$

При отсутствии промперегрева, м³/с:

$$B_p = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_p^H \cdot \eta_{\text{ка}}}, \quad (4.2)$$

$$B_p = \frac{152,018 \cdot (3447 - 1071,8)}{35800 \cdot 0,944} = 10,68.$$

Часовой расход топлива на ТЭС составит, м³/ч:

$$B_{\Sigma} = B_p \cdot 3, \quad (4.3)$$

$$B_{\Sigma} = 15,8215 \cdot 3 \cdot 3600 = 170872,2.$$

4.6 Выбор дутьевых вентиляторов

Дутьевой вентилятор выбирается по производительности и напору, на котел устанавливаем два дутьевых вентилятора.

Производительность дутьевого вентилятора определяется расходом воздуха, необходимым для горения топлива, с учетом коэффициента избытка воздуха в топке и присосов по тракту котла, м³/м³:

Теоретический объем воздуха, м³/м³:

$$V_B^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right], \quad (4.4)$$

$$V_B^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 1,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 98,24 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 0,29 + \right. \\ \left. + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,2 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,09 + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot 0,04 + \left(6 - \frac{14}{4} \right) \cdot 0 - 0 \right] = \\ = 9,492392.$$

Теоретический объем азота, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (4.5)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 9,492392 + 0,01 \cdot 1 = 7,5089.$$

Теоретический объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n), \quad (4.6)$$

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot (0,14 + 0 + 0 + 1 \cdot 98,24 + 2 \cdot 0,29 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,09 + 5 \cdot 0,04 + 6 \cdot 0) = \\ = 1,0012.$$

Теоретический объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m \cdot H_n + 0,124 \cdot d_r \right) + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (4.7)$$

где d_r - влагосодержание газообразного топлива принимаем $10 \text{ г}/\text{м}^3$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left(0 + 0 + \frac{4}{4} \cdot 98,24 + \frac{6}{4} \cdot 0,29 + \frac{8}{4} \cdot 0,2 + \frac{10}{4} \cdot 0,09 + \right. \\ \left. + \frac{12}{4} \cdot 0,04 + 0,124 \cdot 10 + 0,0161 \cdot 9,492392 \right) = \\ = 1,1594.$$

Теоретический объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V^r = V_{H_2O}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0, \quad (4.8)$$

$$V^{\Gamma} = 1,1594 + 1,0012 + 7,5089 = 9,6695 .$$

Действительный объем воздуха на выходе из топки, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^{\Gamma} = V_0^{\Gamma} + 1,0161 \cdot (\alpha_i - 1) \cdot V_B^0 , \quad (4.9)$$

$$V^{\Gamma} = 9,6695 + 1,0161 \cdot (1,23 - 1) \cdot 9,49239 = 11,5985 .$$

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{\text{дв}} = B_p \cdot \frac{100 - q_4}{100} \cdot V_B^0 \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{плу}} + \Delta\alpha_{\text{взп}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273} , \quad (4.10)$$

где $B_p = 15,8215$ – расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\alpha_T = 1,05$ – коэффициент избытка воздуха в топке, принимаем равным 1.05 [10];

$\Delta\alpha_T = 0$ – присос воздуха в топке [10];

$\Delta\alpha_{\text{плу}} = 0$ – присос воздуха в отсутствует. [10];

$\Delta\alpha_{\text{взп}} = 0,15$ – относительная утечка воздуха в ВЗП [10];

$t_{\text{хв}}$ – температура холодного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

q_4 – потеря с механическим недожогом, принимаем 0.05 %.

V_B^0 – теоретический объем воздуха, требуемый для сжигания 1 кг угля, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$V_{\text{дв}} = 15,8215 \cdot \frac{100 - 0,05}{100} \cdot 9,4923 \cdot (1,05 - 0 - 0 + 0,15) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 199,9228 .$$

Расчетная производительность вентилятора принимается с коэффициентом запаса $\beta_1 = 1,1$.

Кроме того, вводится поправка на барометрическое давление местности, где устанавливается вентилятор:

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дв}}}{Z} \cdot \frac{760}{P_{\text{бар}}} , \quad (4.11)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса;

$Z = 2$ – число дутьевых вентиляторов;

$P_{\text{бар}}=760$ – барометрическое давление местности, мм. рт. ст.

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{1,1 \cdot 199,9228}{2} \cdot \frac{760}{760} \cdot 3,6 = 395,847.$$

Напор дутьевого вентилятора принимаем равным сопротивлению воздушного тракта котельного агрегата [5] 5,444 кПа. Расчетный напор принимается с коэффициентом запаса $\beta_2 = 1.15$:

$$H_{\text{дв}}^p = \beta_2 \cdot H_{\text{дв}}, \quad (4.12)$$

$$H_{\text{дв}}^p = 1.15 \cdot 5,444 = 6,2606$$

Характеристика дутьевого вентилятора ВДН – 28 – 11у [15] приведен в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Характеристики дутьевого вентилятора

Показатели	Значение
Тип	ВДН – 28 – 11у
Подача V, тыс м ³ /ч	430/345
Полное давление p, Па	4600/2950
Температура газа, t, °C	30
КПД %	83
Частота вращения, n, об/мин	740/590
Потребляемая мощность, N, кВт	630/320

4.7 Выбор дымососа

Расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/с

$$V_{\text{д}} = B_p \cdot (V_{\text{yx}} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{в}}^0) \cdot \frac{v_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (4.13)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с;

V_{yx} - объем уходящих газов, м³/кг;

$\Delta\alpha$ -присосы воздуха в газоход участке между воздухоподгревателем и дымососом;

$V_{\text{в}}^0$ - теоретически необходимое для горения количество воздуха, м³/кг.

$$V_d = 15,457 \cdot (9,6695 + 0,15 \cdot 9,4923) \cdot \frac{121 + 273}{273} = 253,3045.$$

Производительность дымососа, м³/с

$$Q_p^d = \beta_1 \cdot V_d, \quad (4.15)$$

$$Q_p^d = 1,1 \cdot 253,3045 = 278,6349.$$

Расчетный напор дымососа

$$H_p^d = \beta_2 \cdot H \quad (4.16)$$

$$H_p^d = 1,2 \cdot 3,227 = 3,8724.$$

Выбираем дымосос типа ДОД – 28 [15],

Показатели	Значение
Тип	ДОД – 28,5
Подача V, тыс м ³ /ч	585/680
Полное давление p, Па	3750/5120
Температура газа, t, °С	100
КПД %	82,5
Частота вращения, n, об/мин	596
Потребляемая мощность, N, кВт	745/1310

5 Индивидуальное задание

5.1 Разработка схемы водоснабжения

В технологическом процессе выработки тепла и электрической энергии вода является, во-первых, рабочим телом термодинамического цикла; во-вторых, она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым.

Воду расходуют также в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расход воды зависит от типа электростанции, рода сжигаемого топлива, типа и мощности установленного оборудования, температуры воды, применяемой для охлаждения, степень совершенства эксплуатации станции.

В качестве источника добавочной воды принимаем реку Иртыш, средний годовой расход воды в створе Омска составляет 919 м^3 ;

Температура воды в июле составляет $20 - 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+29 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Средний расход воды у Омска 944 м^3 ;

Максимальный расход воды $3200 \text{ м}^3/\text{с}$;

Минимальный расход воды составляет $121 \text{ м}^3/\text{с}$.

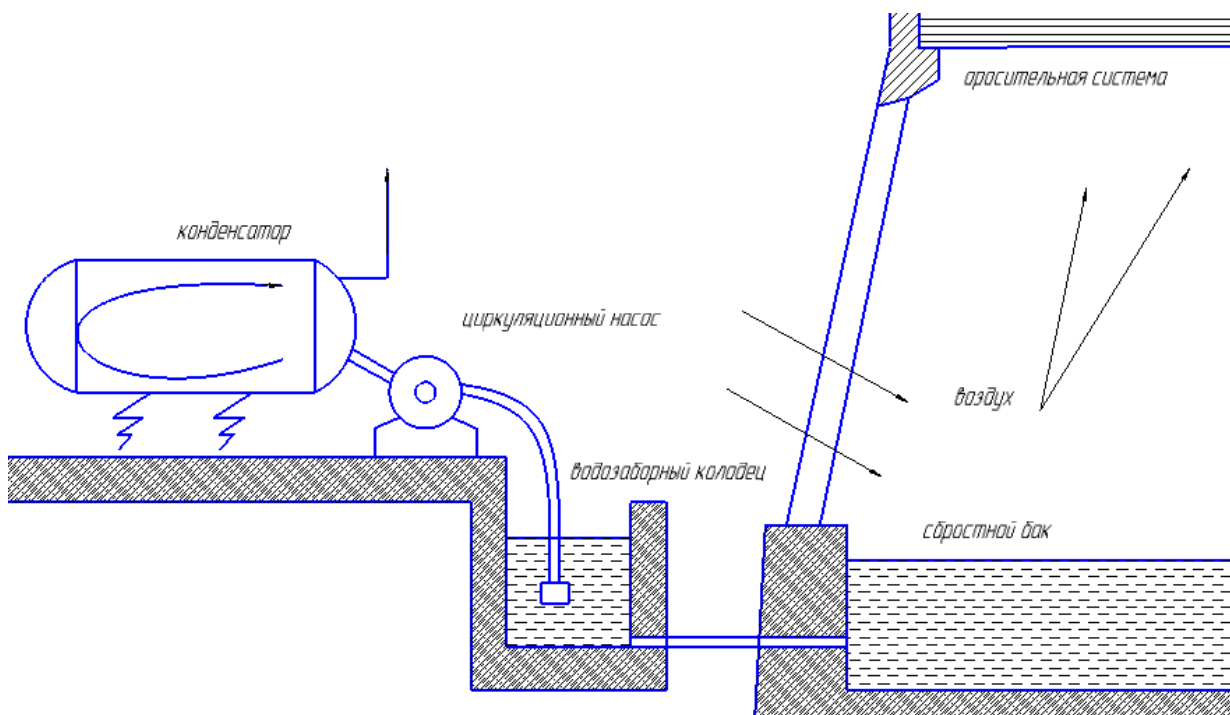
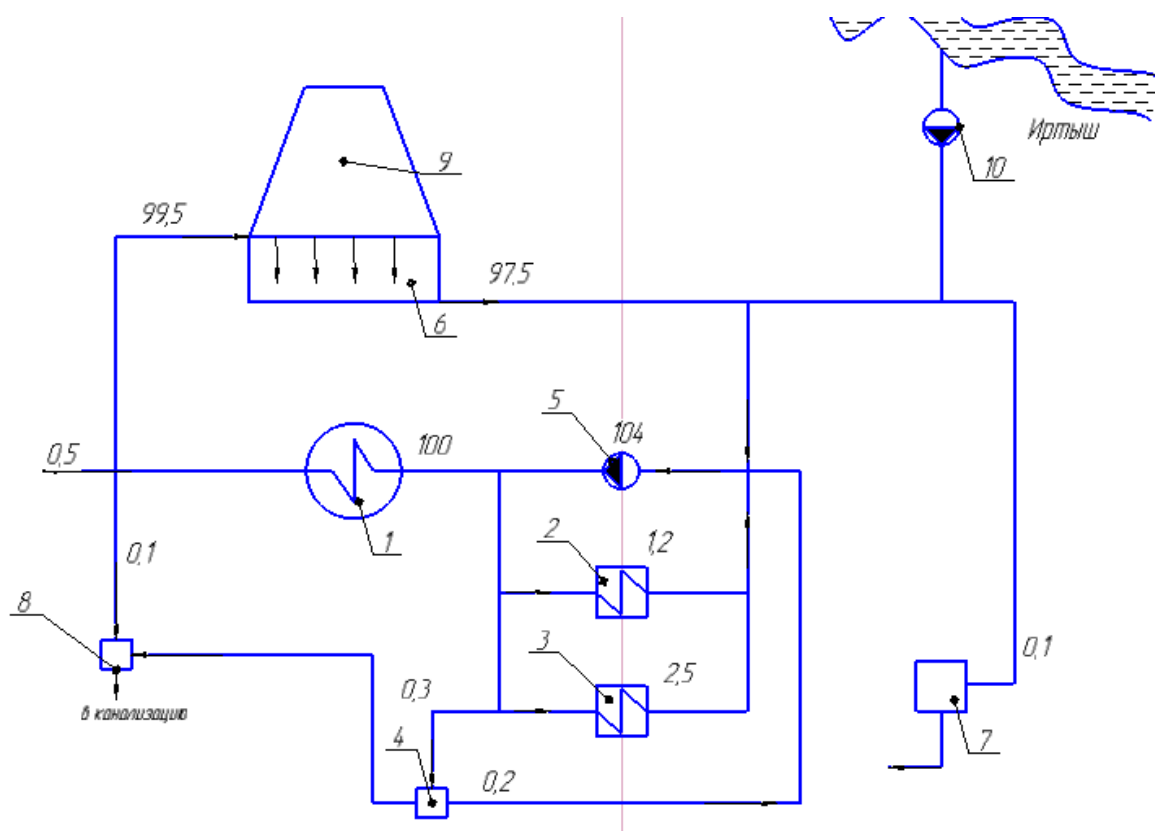


Рисунок 5.1 – Схема оборотного охлаждения ТЭС

Общий расход технической воды на ТЭС составляет – 79882,41 м³/ч;
 Расход технической воды на конденсатор турбины – 26627,47 м³/ч;
 Расход технической воды в систему оборотного водоснабжения – 27692,5688 м³/ч;
 Расход технической воды на маслоохладитель – 319,52 м³/ч;
 Расход технической воды на охладитель газа и воздуха – 665,68 м³/ч;
 Расход технической воды на подшипники – 53,254 м³/ч;
 Слив с подшипников в бак грязной воды – 26,62 м³/ч;
 Расход технической воды в бак грязной воды – 26,62 м³/ч;
 Расход технической воды на ХВО – 26,62 м³/ч;
 Расход технической воды, сбрасываемой в градирню – 26494,33 м³/ч.

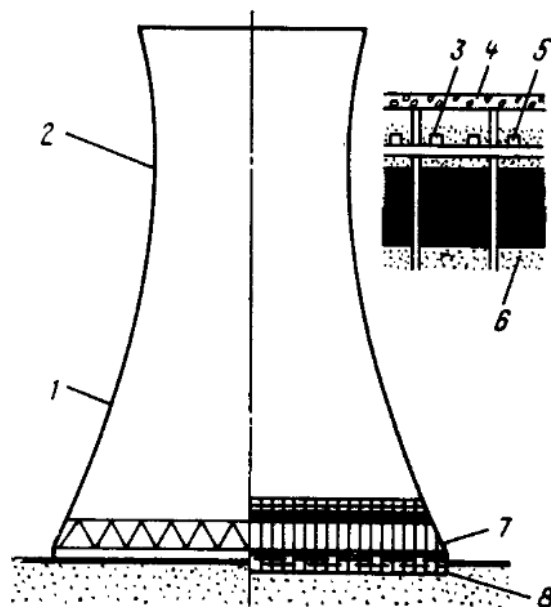


1- конденсатор; 2 – охладитель масла; 3 – охладитель воздуха и газа; 4 – подшипники;
 5 – циркуляционные насосы; 6 – оросительная система; 7 – водоподготовка;
 8 – бак грязной воды; 9 – градирня; 10 – насос

Рисунок 5.2 – Баланс циркуляционной воды при оборотном водоснабжении.

5.2 Расчет градирни

Градирни с естественной тягой имеют вид башни, обычно гиперболоидной формы, с вертикальной осью симметрии. Естественная тяга создается в них за счет разности плотностей холодного сухого наружного воздуха и теплового, насыщенного водяными парами воздуха, покидающего градирню.



- 1 –вытяжная башня; 2 –горловина башни; 3 –водораспределительные трубы;
4 –водоотделитель; 5 –разбрызгиватель; 6 –опорные колонны;
7 –вход воздуха; 8 –бассейн охлаждения.

Рисунок 5.3 –Башенная градирня с естественной тягой

Башня гиперболоидной формы, выполненная из железобетона, опирается на колонны, установленные под бассейном для охлаждения воды. Колонны располагаются таким образом, чтобы в основании градирни был обеспечен зазор для поступления холодного воздуха.

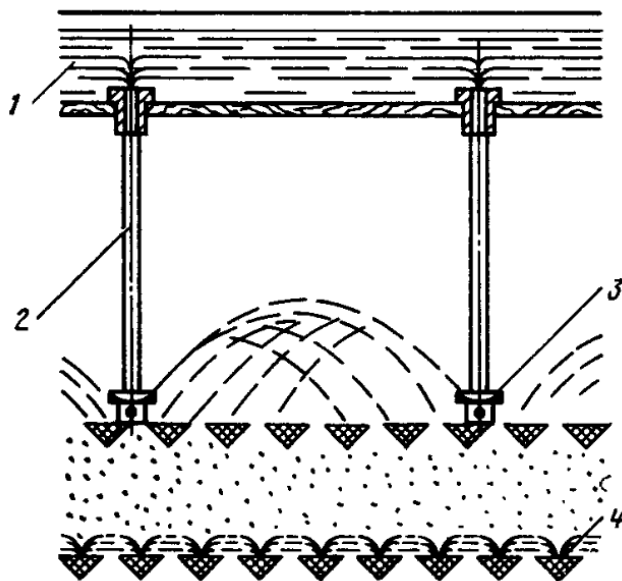
Для улучшения аэродинамических свойств наиболее рациональной формой вытяжной башни является гиперболоидная или близкая к ней. При этом градирня в меньшей мере подвержена вредному влиянию ветра, снижающего эффективность охлаждения воды. Для предотвращения отрыва воздушного потока на выходе из башни в условиях штиля или слабого ветра центральный угол диффузорной части гиперболоидной градирен не должен превышать 10^0 .

Для обслуживания и производства ремонтных работ в вытяжной башне имеются двери, лестницы и промежуточные площадки. Кроме того, обязательно установка заземления и громозащитных устройств.

Системы водораспределения. Большинство градирен с естественной тягой являются испарительного типа. Эффективность испарительного

охлаждения зависит от распределения воды по площади оросителя. Водораспределительные системы градирни могут быть самотечными (или безнапорными) и напорными, состоящими из магистральных и напорных трубопроводов. Напорные системы более надежны и устойчивы в работе.

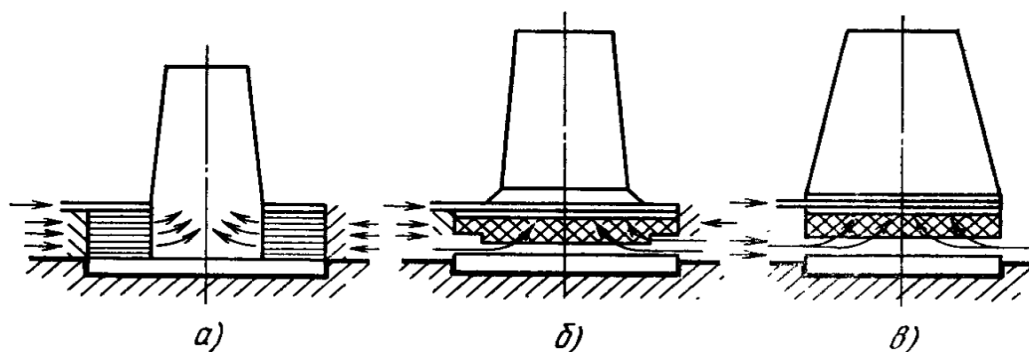
Подвод воды в системы водораспределения делается центральным (через железобетонный стояк в центре градирни), боковым или нижним. Расположение водораспределительных труб или лотков выполняется по радиальной или прямоугольной схеме; при этом должна предусматриваться возможность отключения секций для ремонтных работ.



1 –желоб; 2 –сливная трубка; 3 –разбрызгивающая розетка; 4 –решетины.

Рисунок 5.4 – Распределение охлаждаемой вод при помощи сливных трубок и разбрызгивающих розеток

Оросительное устройство. Оросительной устройство служит для обеспечения большой поверхности контакта воды и воздуха в градирни испарительного типа. По характеру движения охлаждающего воздуха в оросительных устройствах различают градирни с поперечными, поперечно-противоточными и продольным движением.



а –поперечная; б –поперечно-продольная; в –продольная

Рисунок 5.5 – Схемы движения воздуха в башенных испарительных градирнях

Оросительное устройство состоит из опорного несущего каркаса из сборного железобетона и заполнения в виде реек или щитов, собранных в отдельные блоки. Оно расположено ниже на 5-10 м. водораспределительного устройства, откуда вода стекает вниз в виде капель или пленок и собирается в приемном бассейне. По способу дробления потока воды различаются капельные, пленочные и капельно-пленочные градирни; наиболее эффективны пленочные градирни из-за меньшего аэродинамического сопротивления и меньшей удельной площади при равной с капельными градирнями охлаждающей способности. Существуют также градирни смешанного типа с оросителем капельного типа на периферии и пленочного - в центральной части.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.1

Таблица 5.1 – Исходные данные

Исходные данные	Параметры
Гидравлическая нагрузка	26494,33 м ³ /ч
Температурные перепад воды в градирни	$\Delta t=8^{\circ}\text{C}$
Температура наружного воздуха	$t_1=17,6^{\circ}\text{C}$
Относительная влажность воздуха	$\varphi_1=50\%$
Барометрическое давление	$P_0=1,033$ бар
Тип оросительного устройства	ПАЩ-I-S ₁ (схема III)
Высота оросительного устройства	3 м
Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор	27°C

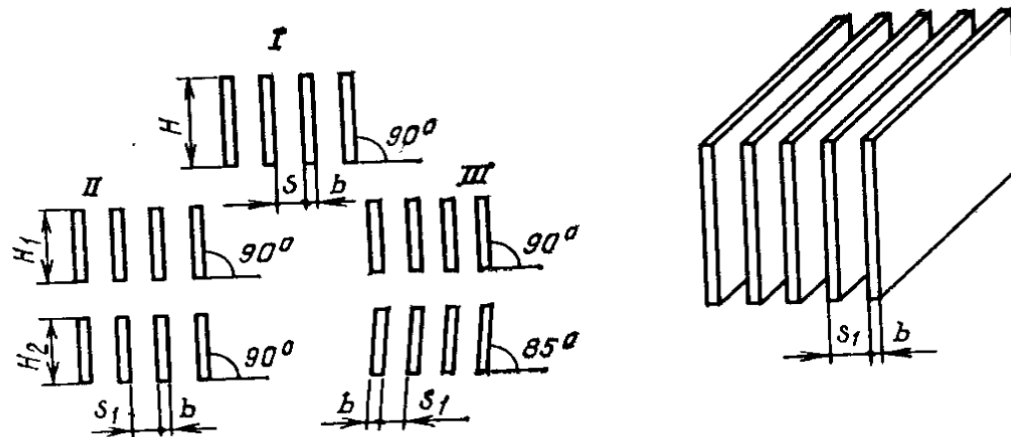


Рисунок 5.6 – Асбоцементный оросительный устройство ПАЩ-I-S₁ (схема III – пленочное двухъярусное из асбоцементных плоских щитов с установкой их в верхнем ярусе под углом 90°, а в нижнем – под углом 85° к горизонту).

5.3 Тепловой расчет градирни

Расчет выполняется поверочным методом. Поверочный расчет проводится для трех значений скорости воздуха в сечение оросительного устройства $v_{op}=0,8; 1,0; 1,2$ м/с.

Задачей теплового расчета является определение площади орошения.

Определяем плотность орошения ($м^3/(м^2 \cdot с)$) по следующему выражению:

$$q = \frac{G_{ж}}{F_{op}}, \quad (5.1)$$

где $G_{ж}$ – гидравлическая нагрузка, таблице ;

F_{op1} -площадь орошения.

Задаемся площадью орошения $F_{op1}=4000$ м².

$$q = \frac{26494,33}{4000} = 4,9064.$$

Относительный расход воздуха вычисляется по формуле:

$$\lambda = \frac{V_{уд} \cdot v_{op} \cdot \rho_v}{q \cdot \rho_{ж}}, \quad (5.2)$$

где $V_{уд}$ – удельный расход воздуха;

ρ_v –плотность сухого воздуха при температуре 17,4°С, [12];

$\rho_{ж}$ –плотность вод, $\rho_{ж}=1000$ кг/м³.

$$\lambda = \frac{5600 \cdot 0.8 \cdot 1,1492}{6,6236 \cdot 1000} = 0,7773.$$

По диаграмме [12] определяем энтальпию воздуха, входящего в оросительное устройство $h_1=50,2$ кДж/кг и энтальпию насыщенного воздуха ($\phi=100\%$) при температурах, равных температуре воды на входе и выходе из градирни, а также при среднеарифметической температуре воды 29°C . Соответственно записываем:

$$h_2'' = 83,7 \text{ кДж/кг},$$

$$h_1'' = 121,4 \text{ кДж/кг},$$

$$h_m = 91,7 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем энтальпию воздуха, входящего из оросительного устройства, по формуле, кДж/кг:

$$h_2 = h_1 + \frac{\Delta t}{\varepsilon \cdot \lambda}, \quad (5.3)$$

где Δt – температурный перепад воды в градирне, 8°C ;
 ε – поправочный коэффициент, $\varepsilon=0,227$ [12].

$$h_2 = 50,2 + \frac{8}{0,227 \cdot 0,7683} = 95,5402.$$

Определяем температуру воздуха, выходящего из оросительного устройства, по формуле:

$$\theta_2 = \theta_1 + (t_m + \theta_1) \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_m - h_1}, \quad (5.4)$$

где θ_1 – температура воздуха входящее в оросительное устройство, равная $17,4^\circ\text{C}$

$$\theta_2 = 17,4 + (29 + 17,4) \cdot \frac{95,5402 - 50,2}{91,7 - 50,2} = 30,0549.$$

Определив θ_2 и h_2'' , находим по диаграмме [12] относительную влажность воздуха, выходящего из оросителя $\phi_2=100\%$.

Температурный напор для градирни рисунок 5.7 определяем по формуле:

$$\Delta h = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}}, \quad (5.6)$$

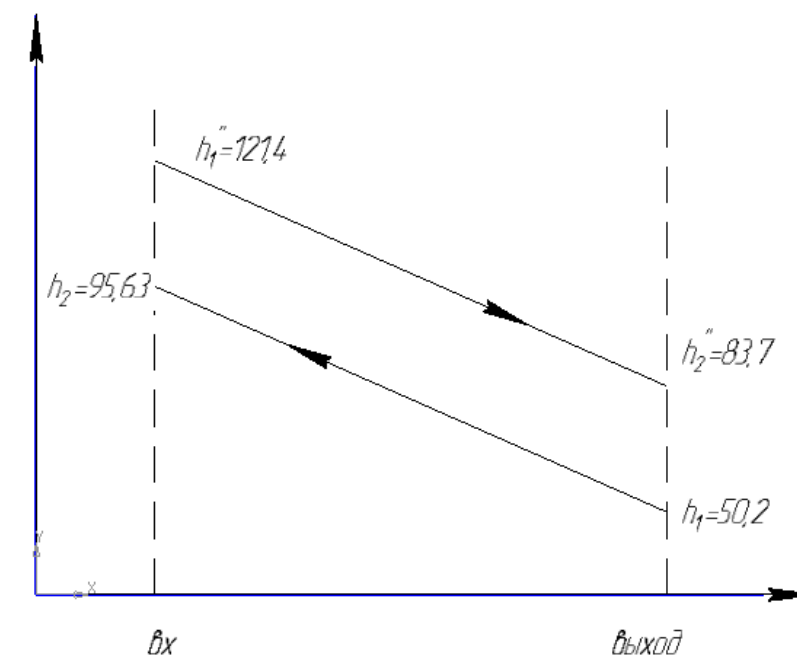


Рисунок 5.7 – Температурный напор градирни.

$$\Delta h_1 = h_1'' - h_2 = 121,4 - 95,5402 = 25,8598, \quad (5.7)$$

$$\Delta h_2 = h_2'' - h_1 = 83,7 - 50,2 = 33,5, \quad (5.8)$$

$$\Delta h = \frac{25,3273 - 33,5}{\ln \frac{25,3273}{33,5}} = 29,5153.$$

Определяем объемный коэффициент теплоотдачи для оросительных устройств типа ПАЩ-I-S₁ по формуле:

$$\beta_{xv} = A \cdot V_{уд}^{0,6} \cdot q^{0,4}, \quad (5.9)$$

где A – коэффициент характеризующий интенсивность массоотдачи,
 $A = 7,3 \text{ кг/м}^4$ [12].

$$\beta_{xv} = 7,3 \cdot 4100^{0,6} \cdot 4,8601^{0,4} = 2758,4992.$$

Определяем площадь оросительного устройства по формуле:

$$F_{op2} = \frac{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot G_{ж} \cdot \Delta t}{\varepsilon \cdot K_{\beta} \cdot \beta_{xv} \cdot h_{op} \cdot \Delta h}, \quad (5.10)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость воды, $c_{ж}=4,19$ кДж/(кг*К);
 h_{op} – высота оросительного устройства, $h_{op}=3$ м.

$$F_{op2} = \frac{4,19 \cdot 1000 \cdot 26494,33 \cdot 8}{0,95 \cdot 0,96 \cdot 2758,4992 \cdot 3 \cdot 29,5153} = 3986,7701.$$

Полученную площадь F_{op2} сравниваем с площадью F_{op1} путем определения расчетной погрешности δF , %:

$$\delta F = \left| \frac{F_{op2} - F_{op1}}{F_{op1}} \right| \cdot 100\%, \quad (5.11)$$

$$\delta F = \left| \frac{3986,7701 - 4000}{4000} \right| \cdot 100\% = 0,3307\%.$$

Полученное значение погрешности меньше 2 %, следовательно, это решение удовлетворительно.

Далее аналогичные расчеты проводим для нескольких новых значений скорости воздуха (1,0 и 1,2 м/с). Полученные результаты вводим в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты расчета

Параметр	$\omega = 0,8$ м/с	$\omega = 1$ м/с	$\omega = 1,2$ м/с
1. Задаваемая площадь орошения, м ²	4000	3500	3200
2. Плотность орошения, м ³ /(м ² *ч)	6,6236	7,5698	8,2795
3. Относительный расход воздуха	0,7773	0,8502	0,9327
4. Энтальпия воздуха на выходе, кДж/кг	95,5402	91,65	87,9835
5. Температура воздуха на выходе, °С	30,0549	28,9873	27,9791
6. Δh_1 , кДж/кг	25,8598	31,5859	33,4165
7. Δh_2 , кДж/кг	33,5		
8. Δh , кДж/кг	29,5153	31,5859	33,4582
9. Объемный коэффициент теплотемпературы	2758,4992	2909,84	3016,0384

Продолжение таблицы 5.2

10.Расчетная площадь оросительного устройства, м ²	3986,7701	3531,6547	3216,6293
11.Расчетная погрешность, %	0,3307	0,9044	0,5197

5.4 Аэродинамический расчет

Задачей аэродинамического расчета является рассчитать силу тяги и сопротивления градирни для каждой скорости воздуха. Графическим методом определить при какой скорости их разность минимальна и действительный расход воздуха.

Рассмотрим случай, когда скорость воздуха равна 0,8 м/с.

Находим плотность входящего и выходящего воздуха по диаграмме [12]:

при 17,4⁰С и φ₁=60% ρ_{в1}=1,185 кг/м³;

при 30,08⁰С и φ₂=100% ρ_{в2}=1,123 кг/м³;

Силу тяги определяем по формуле:

$$z = (H_6 + 0,5 \cdot h_{op}) \cdot (\rho_{в1} - \rho_{в2}) \cdot g, \quad (5.12)$$

где H₆– высота вытяжной башни, H₆=90 м [13];
g– ускорение свободного падения, a=9,81 м/с².

$$z = (90 + 0,5 \cdot 3) \cdot (1,185 - 1,123) \cdot 9,81 = 55,6521.$$

Находим коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства (для 1,0 м) по формуле:

$$\xi_{оп1} = \left(k \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{-n} + (r - p \cdot s_1) \cdot \frac{q}{8} \right), \quad (5.13)$$

Значение входящих в формулу величин K, n, p, S₁, S₀ берем из табл.3.2 [12].

$$\xi_{оп1} = \left(1 \cdot \left(\frac{25}{35} \right)^{-1,47} + (2,2 - 0,037 \cdot 25) \cdot \frac{6,62336}{8} \right) = 2,6955.$$

Полный коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства получаем, умножив ζ_{op1} на высоту оросителя h_{op} :

$$\xi_{op} = 2,6955 \cdot 3 = 8,0865$$

Общий коэффициент сопротивления градирни находим по графику на рис 3.1. Для нашего случая площадь входных окон для воздуха $F_{вх}=753,6 \text{ м}^2$, а отношение $F_{вх}/F_{op}=0.185$ [13]

$$\xi_{общ} = 115,52$$

Вычисляем сопротивление градирни с помощью формулы:

$$Z' = \frac{\kappa \cdot \xi_{общ} \cdot v_{op} \cdot (\rho_{вх} + \rho_{вых})}{4}, \quad (5.14)$$

$$Z' = \frac{1 \cdot 115,52 \cdot 0,8 \cdot (1,185 + 1,123)}{4} = 42,6597.$$

Аналогичные расчеты проводим для других значений скорости воздуха и результаты сводим в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Результаты аэродинамического расчета градирни

Параметры	$\omega = 0,8 \text{ м/с}$	$\omega = 1,0 \text{ м/с}$	$\omega = 1,2 \text{ м/с}$
1. Сила тяги, Па	55,6521	50,2664	47,5736
2. Коэффициент аэродинамического сопротивления	2,6955	2,8463	2,9594
3. Полный коэффициент аэродинамического сопротивления	8,0865	8,5389	8,8782
4. Общий коэффициент сопротивления градирни	115,5214	94,8768	88,7822
5. Сопротивление градирни, Па	42,6597	54,8862	74,055

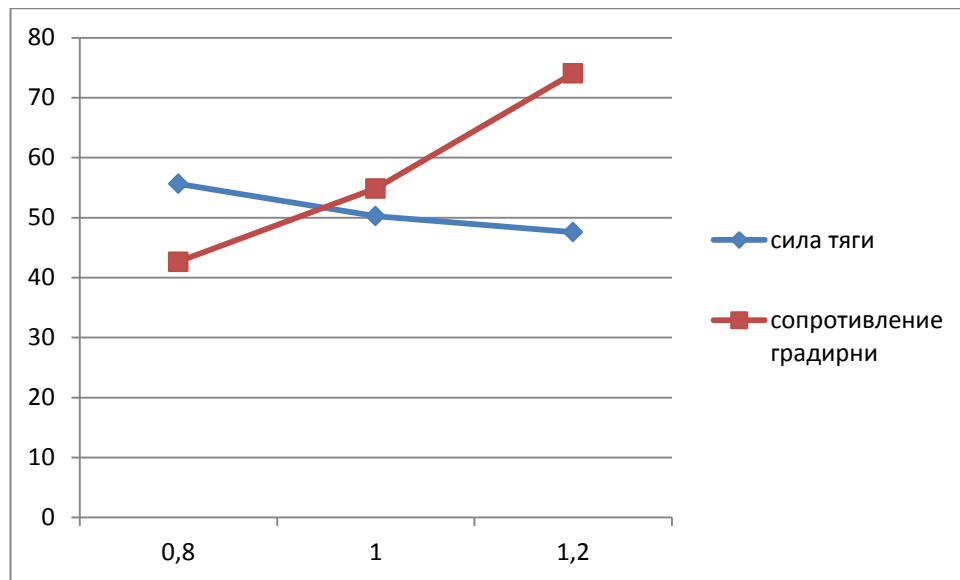


Рисунок 5.8— График зависимости силы тяги и сопротивления градирни от скорости воздуха

Как видно из графика при скорости воздуха $\omega = 1,0 \text{ м/с}$ наблюдается минимальная разность силы тяги и сопротивления градирни, следовательно, при этой скорости мы можем найти действительный расход воздуха.

Действительный расход воздуха определяется по формуле:

$$G_B = \frac{\lambda \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot G_{\text{ж}}}{\rho_B}, \quad (5.15)$$

$$G_B = \frac{0,8502 \cdot 1000 \cdot 26627,47}{1,1492} = 1960000.$$

Удельная гидравлическая нагрузка находим по формуле:

$$q_{\text{ж}} = a_F \cdot q \cdot 500 \cdot (b + \delta), \quad (5.16)$$

где a_F — коэффициент, учитывающий площадь занятую стойками, колоннами и другими строительными элементами, $a_F = 1,2$;

$$q_{\text{ж}} = 1,2 \cdot 7,5698 \cdot 500 \cdot (0,007 + 0,025) = 145,3403.$$

Для устойчивости пленки жидкости по всей поверхности щитов и каналов удельная гидравлическая нагрузка должна быть не менее $80 \text{ м}^2/\text{ч}$, что соответствует данному требованию.

Потери воды на испарение определяется по формуле, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$q_{\text{исп}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}} (x_2 - x_1)}{\rho_{\text{ж}}} \quad (5.17)$$

где $\rho_{\text{вс}}$ – плотность сухого воздуха, $\rho_{\text{вс}} = 1,1492 \text{ кг/м}^3$ [12];
 x_1, x_2 – влагосодержание воздуха входящего и выходящего из градирни,
 $x_1 = 0,013$ и $x_2 = 0,028$ [12].

$$q_{\text{исп}} = \frac{1,1492 \cdot 19600000 \cdot (0,028 - 0,013)}{1000} = 337,8684$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном выпускной квалифицированной работе был разработан проект строительства ТЭЦ мощностью 540 МВт. В экономической части были определены себестоимость электрической и тепловой энергии, срок окупаемости капитальных вложений. Капитальные вложения в проект ТЭЦ блока Т-180-130-1 окупаются на четвертый год эксплуатации. Также в экономической части был построен график чувствительности, который показывает изменение чистого дисконтированного дохода от изменения цены топлива, капитальных вложений, тарифа на электрическую и тепловую энергию, и от нормы дисконта. В расчетной части дипломного проекта были произведены следующие расчеты:

- расчет принципиальной тепловой схемы;
- расчет технико-экономических показателей проектируемой станции;
- выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТС.

Разработан генеральный план, а также компоновка главного корпуса. Спроектирована система газораспределительного пункта.

Индивидуальным заданием дипломного проекта являлось разработка обратного технического водоснабжения с градирнями.

Также в выпускной квалифицированной работе были рассмотрены вопросы охраны окружающей среды. Рассчитаны выбросы оксидов азота и бенз(а)пирена в окружающую среду, а высота дымовой трубы по условию рассеивания равняется 185 метров.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ 21.403-80. Система проектной документации для строительства. Обозначение условные графические в схемах. Оборудование энергетическое Введ.- 01.07.1981.- Москва – Издательство стандартов, 1987 г.
2. СТО – 4.2 -07-2014с. Система менеджмента качества Общие требования к построению, изложению и оформлению учебных документов учебной деятельностью. - Взамен СТО – 4.2. -07. 2012. Введ. 09.01.2014 г. – Красноярск : ИПК СФУ, 2014. – 60с.
3. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / В. Я. Рыжкин. под общ. ред. В.Я. Гришфельда – 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Энергоатомиздат, 1987.-328с.
4. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электростанций : учебное пособие/ А.П. Цыганок, С. А. Михайленко - Красноярск : КРПИ, 1991. 119 с.
5. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие 2 –е изд. испр. / С.А. Михайленко, А. П. Цыганок - Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005.302 с.
6. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара. / С.Л. Ривкин, А. А. Александров. - М. : Энергоатомиздат, 1984.
7. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : справочное пособие для курсового и дипломного проектирования студентов специальностей 1005 – «Тепловые электрические станции», 1007 – «Промышленная теплоэнергетика» / УДК 621.182(075.8) сост. Е. А. Бойко, Т.И. Охорзина. - КГТУ. Красноярск, 2003. 223с.
8. Росляков, П. В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учебное пособие 2-е изд. испр. и доп. / П.В. Росляков, Л. Е. Егорова, И. Л. Ионкин ; под ред. П. В. Рослякова – М. : Издательство МЭИ, 2002 – 84 с.
9. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Аэродинамический расчет котельных установок), учебное пособие / Е. А. Бойко, И.С. Деринг, Т. И. Охорзина. - Красноярск, 2006. - 71с.
10. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Тепловой расчет котельных установок), учебное пособие./ Е. А. Бойко, И.С. Деринг, Т. И. Охорзина. - Красноярск, 2006.-127с.
11. Бойко, Е. А., Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС), справочное пособие / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачев. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. - 152с.
12. Клевцов, А. В., Расчет градирни / А. В. Клевцов, В. П. Радин, Л. А. Федерович ; под ред. И. Н. Тамбиевой. – М. : Изд-во МЭИ, 1992 г. - 72 с.
13. Турбины тепловых и электрических станций : учебник для вузов. - 2 –е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А. Д. Трухний ; под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фолова. - М. : Издательство МЭИ, 2001 г. - 488 с.

14. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: учеб. пособие / Д. П. Елизаров, А. Н. Ремезов и др. ; под. ред. А. С. Седлова. – М. : Издательство МЭИ, 2001. – 378 с.
15. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / М.С. Алхутов, А. Н. Безгрешнов, Р. Г. Богоявленский, Б. Г. Борисов, В. Д. Буров, В. Н. Воронов, Е. И. Гаврилов. ; под общей ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. перераб. и под - М. : Издательство МЭИ, 2003 г. - 645 с.
16. Проект от 17.11.09 №823 «Программа развития электроэнергетики в Омской области на 2015 – 2019 годы». 56 с.
17. Федеральная служба государственной статистики : База данных паспорта Муниципальных образований. Росстат [сайт]. - Режим доступа: http://www.gks.ru/scripts/db_inet2/passport/table.aspx?opt=52701000201420152016
18. Газпром межрегионгаз Омск [сайт]. : Цена на газ. - Режим доступа: <https://www.omskregiongaz.ru/consumers/price.htm>